

# **DISEÑO DE UN SISTEMA DE ELEVACIÓN TIPO COLUMNA PARA UN SISTEMA DE TRANSPORTE TERRESTRE EMPLEADO EN LÍNEAS DE ENSAMBLE AERONÁUTICO**



CARLOS EDUARDO BENÍTEZ FERNÁNDEZ



FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA  
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA



**UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DE PEREIRA**  
23/11/2018

# **DISEÑO DE UN SISTEMA DE ELEVACIÓN TIPO COLUMNA PARA UN SISTEMA DE TRANSPORTE TERRESTRE EMPLEADO EN LÍNEAS DE ENSAMBLE AERONÁUTICO**

CARLOS EDUARDO BENÍTEZ FERNÁNDEZ

Trabajo de grado presentado como requisito para optar al título de  
**INGENIERO MECÁNICO**

**DIRECTOR:** Carlos Andrés Mesa Montoya  
Ingeniero Mecánico

**FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA  
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA  
UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DE PEREIRA**

23/11/2018

## **DEDICATORIA**

Este proyecto es dedicado en especial a mis padres Rosa Elena Fernández Castañeda y Leonel Benitez Cano, los cuales han sido responsables de mi formación personal, inculcándome los mejores valores, brindándome una excelente formación educativa con mucho esfuerzo, motivándome y apoyándome incondicionalmente para cumplir mis metas y objetivos propuestos, recalcándome siempre en realizarlas de la mejor manera y disposición estando entre los mejores.

Agradezco, a mi mentor y amigo ingeniero Carlos Andrés Mesa Montoya por su dedicación, buena disposición para guiarme, corregirme y a su paciencia que tuvo hasta culminar mi proyecto de grado. A mis compañeros de estudio y docentes quienes contribuyeron con mi aprendizaje durante mi carrera universitaria.

## TABLA DE CONTENIDO

	Pág
CAPÍTULO 1.....	9
INTRODUCCIÓN.....	9
1.1. PLANTEAMIENTO Y FORMULACIÓN DEL PROBLEMA.....	9
1.2. JUSTIFICACIÓN.....	10
1.3. OBJETIVOS.....	10
1.3.1. Objetivo general.....	10
1.3.2. Objetivos específicos.....	10
1.4. ESTRUCTURA DEL TRABAJO.....	11
CAPÍTULO 2.....	12
SELECCIÓN DE DISTRIBUCIÓN DEL SISTEMA DE POTENCIA.....	12
2.1. REQUERIMIENTOS DEL SISTEMA DE ELEVACIÓN.....	12
2.2. DISTRIBUCIONES DE SISTEMAS DE ELEVACIÓN.....	13
2.2.1 Sistemas centralizados.....	13
2.2.2 Sistema binario.....	15
2.2.3 Sistemas monoaccionados.....	16
2.3 MATRIZ DE DECISIÓN.....	17
CAPÍTULO 3.....	19
DETERMINACIÓN DE SOLICITUDES DE CARGA.....	19
3.1 DESCRIPCIÓN DE LOS ELEMENTOS Y DISPOSITIVOS A TRANSPORTAR...	19
3.1.1 Robots industriales.....	19
3.1.2 Nariz del avión.....	22
3.1.3 Turbofan Pratt & Whitney (PW308C).....	22
CAPÍTULO 4.....	24
DISEÑO SISTEMA DE ELEVACIÓN.....	24
4.1 SELECCIÓN DEL MOTOR ELÉCTRICO Y CÁLCULO CINEMÁTICO.....	24
4.1.1 Cálculo de la potencia del motor.....	24
4.1.2 Cálculo velocidad del motor.....	27
4.2 DISEÑO Y SELECCIÓN DEL MECANISMO DE ELEVACIÓN.....	30
4.2.1 Selección del mecanismo de elevación.....	30
4.2.2 Diseño mecanismo tornillo sinfín-corona.....	32
4.2.3 Diseño del árbol (tornillo sinfín). ....	49
CAPÍTULO 5.....	57
VALIDACIÓN DEL SISTEMA.....	57
5.1 Sistema de elevación.....	57
5.1.1 Resultados. ....	58
5.2 Tornillo sinfín.....	59
5.2.1 Geometría y material.....	59
5.2.2 Condiciones de frontera.....	60

5.2.3 Análisis de independencia de malla.....	60
5.2.4 Resultados.....	61
5.3 Corona.....	63
5.3.1 Geometría y material.....	63
5.3.2 Condiciones de frontera.....	64
5.3.3 Análisis de independencia de malla.....	64
5.3.4 Resultados.....	65
5.4 El Husillo.....	67
5.4.1 Geometría y material.....	67
5.4.2 Condiciones de frontera.....	68
5.4.3 Análisis de independencia de malla.....	68
5.4.4 Resultados.....	69
5.5 Carcasa.....	71
5.5.1 Geometría y material.....	71
5.5.2 Modos normales.....	71
 CAPÍTULO 6.....	 73
CONCLUSIONES, APORTES Y RECOMENDACIONES .....	73
6.1 CONCLUSIONES.....	73
6.2 APORTES.....	74
6.3 RECOMENDACIONES .....	74
BIBLIOGRAFÍA .....	75
ANEXOS.....	78

## LISTA DE TABLAS

**Pág**

Tabla 1. Matriz de decisión.....	17
Tabla 2. Sumatoria de los factores más importantes.....	17
Tabla 3. Valores medios del rendimiento de diferentes transmisiones .....	26
Tabla 4. Matriz de decisión mecanismo de elevación.....	31
Tabla 5. Ecuaciones para el cálculo de la longitud $L$ .....	36
Tabla 6. Valores preferibles de los parámetros de las transmisiones.....	37
Tabla 7. Valores de los ángulos reducidos por fricción.....	38
Tabla 8. Propiedades de los materiales sinfín-corona .....	40
Tabla 9. Valor coeficiente de forma del diente de la rueda sinfín.....	42
Tabla 10. Valores del coeficiente $Z_E$ .....	43
Tabla 11. Comparativos parámetros de mecanismo de elevación.....	49
Tabla 12. Datos de esfuerzos a tensión del tornillo sinfín .....	60
Tabla 13. Datos de esfuerzos a tensión de la corona .....	64
Tabla 14. Datos de esfuerzos a tensión del husillo .....	68
Tabla 15. Modos normales de la carcasa.....	72

## LISTA DE FIGURAS

### Pág

Figura 1. Esquema del sistema de transporte terrestre.....	12
Figura 2. Vista superior del sistema de transporte, ubicación de los puntales.....	13
Figura 3. Sistema de elevación centralizado tipo 1.....	14
Figura 4. Sistema de elevación centralizado tipo 2.....	14
Figura 5. Sistema de elevación binario.....	15
Figura 6. Sistema de elevación de un solo accionamiento. Tipo 1.....	16
Figura 7. Sistema de elevación de un solo accionamiento. Tipo 2.....	16
Figura 8. Robot industrial IRB 1400.....	20
Figura 9. Dimensiones y rango de acción del robot IRB 1400, medidas en (mm).....	20
Figura 10. Robot industrial IRB 2400.....	21
Figura 11. Dimensiones y rango de acción del robot IRB 2400, medidas en mm).....	21
Figura 12. Estructura de la nariz del avión a transportar.....	22
Figura 13. Turbofan PW308C.....	23
Figura 14. Sistemas monoaccionados 14. a y 14. B.....	26
Figura 15. Catálogo de motores trifásicos de eficiencia estándar, línea W21.....	29
Figura 16. Mecanismo tornillo sinfín-corona.....	30
Figura 17. Mecanismo piñón-cremallera.....	31
Figura 18. Esquema tornillo sinfín y sus principales parámetros geométricos.....	32
Figura 19. Tornillo sinfín-corona vista lateral y seccionada.....	34
Figura 20. Fuerzas presentes en el mecanismo sinfín-corona.....	40
Figura 21. Resumen de los parámetros de diseño del mecanismo sinfín-corona.....	45
Figura 22. Mecanismo sinfín-corona propuesto.....	46
Figura 23. Gato mecánico serie MA, modelo A.....	46
Figura 24. Catálogo gatos mecánicos serie MA de una entrada.....	47
Figura 25. Valores de los parámetros de diseño del sinfín-corona ( $a = 40mm$ ).....	48
Figura 26. Esquema del tornillo sinfín y sus respectivas cotas.....	49
Figura 27. Cargas presentes en el tornillo sin sinfín.....	50
Figura 28. Cargas en el plano XY.....	50
Figura 29. Cargas en el plano ZY.....	50
Figura 30. Diagramas de fuerza cortante y momento flector plano ZY.....	51
Figura 31. Cargas en el plano ZX.....	52
Figura 32. Diagramas fuerza cortante y momento flector plano ZX.....	53
Figura 33. Geometría del sistema.....	57
Figura 34. Fuerza de torsión del motor.....	58
Figura 35. Potencia del motor.....	58
Figura 36. Geometría del tornillo sinfín.....	59
Figura 37. Cargas del tornillo sinfín.....	60
Figura 38. Esfuerzo vs numero de nodos del tornillo sinfín.....	61
Figura 39. Análisis de esfuerzo a tensión del tornillo sinfín.....	61

Figura 40. Análisis de desplazamiento del tornillo sinfín.....	62
Figura 41. Factor de seguridad del tornillo sinfín.....	62
Figura 42. Geometría de la corona.....	63
Figura 43. Cargas de la corona.....	64
Figura 44. Esfuerzo vs numero de nodos.....	65
Figura 45. Análisis de esfuerzo a tensión de la corona.....	65
Figura 46. Análisis de desplazamiento de la corona .....	66
Figura 47. Factor de seguridad de la corona.....	66
Figura 48. Geometría del Husillo.....	67
Figura 49. Cargas del husillo.....	68
Figura 50. Esfuerzo vs numero de nodos del husillo.....	69
Figura 51. Análisis de esfuerzo a tensión del husillo.....	69
Figura 52. Análisis de desplazamiento del husillo .....	70
Figura 53. Factor de seguridad del husillo.....	71
Figura 54. Geometría de la Carcasa .....	72
Figura 55. Frecuencia de resonancia de la carcasa.....	72



# **CAPÍTULO 1**

## **INTRODUCCIÓN**

La Facultad de Ingeniería Mecánica con el apoyo del grupo de investigación en Procesos de Manufactura y Diseño de Maquina, en conjunto con la Universidad de Lorraine y la Escuela Nacional de Ingenieros ENIM (ambas con sede en Francia) se encuentra trabajando en el proyecto colaborativo interinstitucional llamado Factory Futures: “la industria del futuro en el campo aeronáutico”, el cual busca proponer diferentes alternativas a las líneas de fabricación aeronáuticas existentes, que garanticen procesos de fabricación fluidos y flexibles. El proyecto se enfoca en la realización de un sistema de transporte terrestre el cual cumpla con los requerimientos necesarios para el desplazamiento de los elementos aeronáuticos presentes en las líneas de ensamblaje. Para ello se selecciona el sistema que mejor se adecue para la movilización y manipulación de dichos elementos con los cambios realizados en el área de ensamblaje, que a su vez permitan facilitar el montaje conservando la integridad estructural y requerimientos físicos. Este documento se enfoca en dar cumplimiento con uno de los requerimientos solicitados, el cual es adecuar al sistema de transporte terrestre previamente seleccionado un sistema de elevación tipo columna.

### **1.1. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA**

La Facultad de Ingeniería Mecánica con el apoyo del grupo de investigación en Procesos de Manufactura y Diseño de Maquina, en conjunto con la Universidad de Lorraine y la Escuela Nacional de Ingenieros ENIM (ambas con sede en Francia) se encuentra trabajando en el proyecto colaborativo interinstitucional llamado Factory Futures: “la industria del futuro en el campo aeronáutico”, el cual busca proponer diferentes alternativas a las líneas de fabricación aeronáuticas existentes, que garanticen procesos de fabricación fluidos y flexibles.

Concerniente a la línea de ensamble aeronáutico, los motores tipo turbofan son uno de los dispositivos que mayor cuidado demanda durante su transporte y acoplamiento final en la estructura del avión. Hoy en día, se utilizan sistemas de transporte aéreo con estructuras fijas y trayectorias de movimientos permanentes, que cumplen con requerimientos físicos y de integridad estructural, pero generan dificultades cuando se requiera cambios significativos en la línea de producción, necesitando cambiar todo el sistema de transporte y adaptarse a la nueva distribución de las estaciones de trabajo. Por esta razón, es necesario diseñar un sistema transporte terrestre, capaz de trasladar partes del turbofan o componentes aeronáuticos entre cada estación de trabajo, que cumpla con los requisitos de flexibilidad y capacidad de adaptación a diversos recorrido y trayectorias definidos por la distribución de las estaciones de trabajo.

Dentro de los módulos y dispositivos requeridos en el sistema de transporte terrestre, está el diseño del sistema de elevación, el cual tiene como condición estructural, ser lo más compacto posible, ya que se cuenta con poco espacio interno dentro sistema de transporte. De la misma forma, el sistema de elevación debe mantener la posición de los componentes sustentados y asegurar que la carga permanezca en su posición. Adicionalmente, el sistema de elevación debe brindar al sistema de transporte, la capacidad de interactuar con otros sistemas de transporte que faciliten implementar diferentes estrategias de transporte.

## **1.2. JUSTIFICACIÓN**

El desarrollo del presente proyecto tiene como propósito, diseñar un sistema de elevación que cumpla con las condiciones de funcionamiento anteriormente expuestas y complemente las diferentes funciones del sistema de transporte, dándole la posibilidad de sostener diferentes módulos de sujeción, utillaje y acarreo, que lo harán mucho más versátil y adaptable a las condiciones cambiantes de la línea de ensamble, permitiéndole transportar diferentes componentes y dispositivos aeronáuticos de forma segura y confiable.

El proyecto Factory Futures persigue un objetivo común, que involucra diferentes áreas del conocimiento de una manera sincronizada y concurrente, que permite la participación y aporte constructivo de todos y cada de las diferentes universidades participantes. El diseño del sistema terrestre comprende un conjunto de actividades en múltiples campos del conocimiento, entre ellos la mecánica y la electrónica particularmente el diseño mecánico y la robótica, ambas con un enfoque de trabajo colaborativo. Esta diversidad de campos y áreas del conocimiento, integradas en torno a un proyecto interinstitucional, puede interesar a muchos actores para que cooperen en un ambiente interdisciplinario. En la ejecución del proyecto se considera la vinculación de siete estudiantes para la realización de trabajos de grado en la generación de prototipos virtuales originales de los mecanismos y sistemas del sistema de transporte terrestre, en las varias fases de concepción, modelado, simulación y prototipado virtual.

## **1.3. OBJETIVOS**

### **1.3.1. Objetivo general:**

- Diseñar un sistema de elevación tipo columna integrado al sistema de transporte terrestre empleado en líneas de ensamble aeronáutico.

### **1.3.2. Objetivos específicos:**

- Determinar las diferentes configuraciones para el sistema de elevación tipo columna más compatible con la estructura del chasis del vehículo.
- Describir los componentes a transportar, determinando las solicitudes de carga que soportará el sistema.

- Diseñar el sistema de elevación seleccionado con el fin de satisfacer las solicitudes de carga y seguridad.
- Simular el sistema de elevación con la ayuda de herramientas computacionales que permitan validar la integridad estructural del sistema.
- Generar la información técnica del proceso de diseño, con el fin de obtener la información necesaria para un futuro proceso de fabricación, contemplando las memorias de cálculo y los planos.

#### **1.4. ESTRUCTURA DEL TRABAJO**

El capítulo 2 presenta las alternativas de configuración del sistema de elevación, de acuerdo con la distribución del motor y el sistema de elevación tipo columna, los cuales estarán en el sistema de transporte terrestre; se describirá cada uno de ellos y mediante una matriz de decisión se determinará la configuración que mejor cumpla con los requerimientos solicitados por las líneas de ensamble.

En el capítulo 3 se expone detalladamente los diferentes elementos y dispositivos aeronáuticos que soportará el sistema de elevación del anterior capítulo, esto con el objetivo de conocer las solicitudes de carga que demanda la línea de ensamble y que deberá cumplir el sistema de elevación tipo columna para poder llevar a cabo un correcto y seguro desplazamiento vertical de los elementos, garantizando la integridad estructural de dichos elementos.

El capítulo 4 profundiza en el diseño del sistema de elevación, este diseño parte de los datos de la carga y velocidad utilizados en la línea de ensamble, con el fin de seleccionar el motor que accionará el sistema de elevación. Posteriormente se selecciona el mecanismo que se empleará en el sistema de elevación tipo columna, que supla los requerimientos exigidos por parte de la línea de ensamble. De acuerdo con el mecanismo seleccionado se procede a efectuar el correspondiente diseño y cálculos pertinentes para la elaboración del mecanismo.

Lo concerniente a la elaboración y simulación de las piezas en el software SolidWorks, se presentan en el capítulo 5, donde se describe las geometrías, materiales de los elementos y se presenta los diferentes análisis del sistema de elevación, donde se corrobora los datos obtenidos teóricamente y se validan los resultados.

## CAPÍTULO 2

### SELECCIÓN DE DISTRIBUCIÓN DEL SISTEMA DE POTENCIA

En este capítulo, se describirá brevemente el sistema de transporte terrestre en el que será instalado el sistema de elevación tipo columna, se describirán los requerimientos de carga y demás solicitudes por parte de las líneas de ensamblaje aeronáutico. También se presentarán diferentes alternativas de configuración para el sistema de elevación, describiendo cada una de ellas y resaltando las características más importantes, para tener así una mejor perspectiva y factores determinantes en el momento de la selección, los cuales suplan los requerimientos por parte de las líneas de ensamblaje y se acoplen al sistema de transporte.

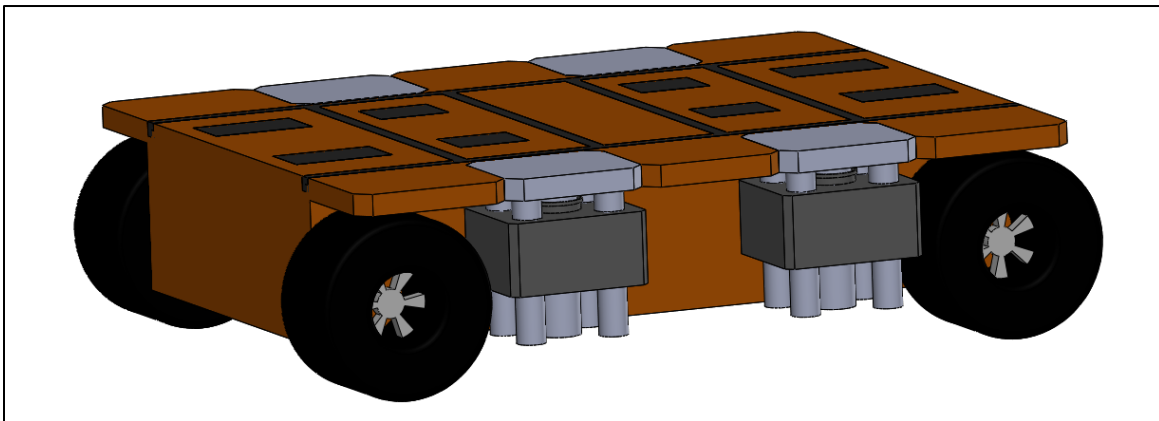
#### 2.1 REQUERIMIENTOS DEL SISTEMA DE ELEVACIÓN

Dentro de los requerimientos solicitados por parte de las líneas de ensamblaje aeronáutico, está presente como condición estructural ser lo más compacto posible, manteniendo la posición de los diferentes componentes y dispositivos aeronáuticos de forma segura y confiable al momento de su transporte, contemplar la posibilidad de sostener diferentes módulos de sujeción, utillaje y acarreo haciendo un sistema mucho más versátil y adaptable a las condiciones cambiantes de las líneas de ensamblaje.

El sistema de elevación que se empleará será tipo columna, instalado en un sistema de transporte terrestre de forma rectangular, Figura 1. Este sistema de transporte cuenta con poco espacio interno disponible, cuatro ruedas ubicadas en los extremos de éste, permitiendo su desplazamiento y un espacio disponible para la adaptación del sistema de elevación.

El sistema de elevación tendrá la capacidad de soportar una carga de aproximadamente una tonelada (1000 kg), esta puede variar de acuerdo con los diferentes componentes y dispositivos que vayan a utilizarse, con un máximo de elevación de ciento veinte milímetros (120 mm), cumpliendo esta elevación en un tiempo estimado de diez segundos (10 s).

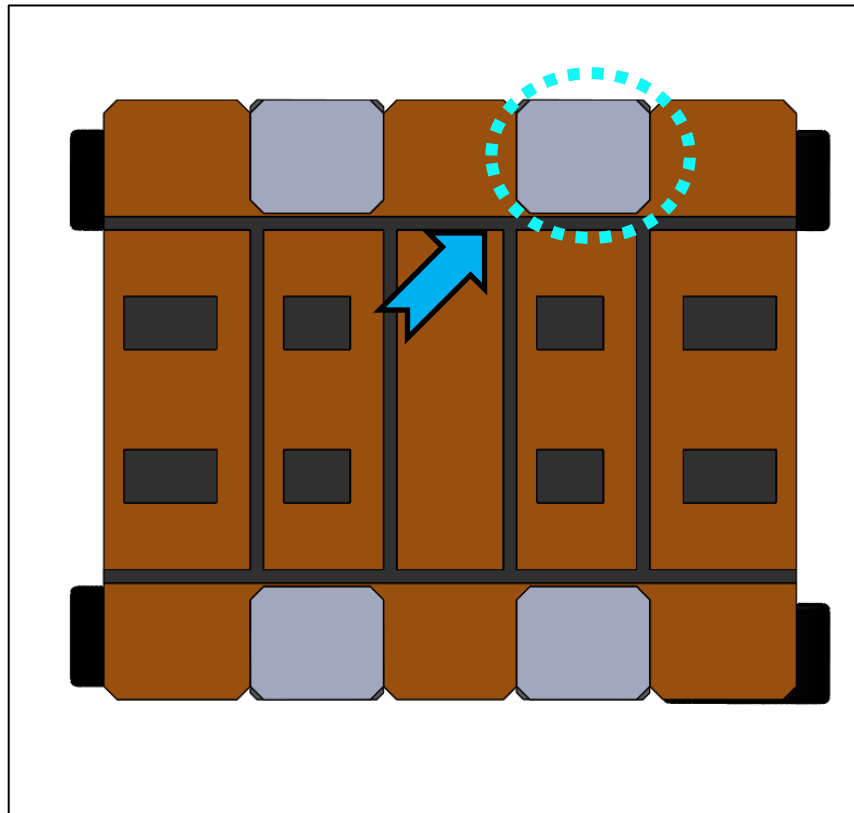
**Figura 1. Esquema del sistema de transporte terrestre**



## 2.2 DISTRIBUCIONES DE SISTEMAS DE ELEVACIÓN

Contemplando las dificultades internas que se presentan en el sistema de elevación, se propone la siguiente ubicación de los puntales como se muestran en la Figura 2.

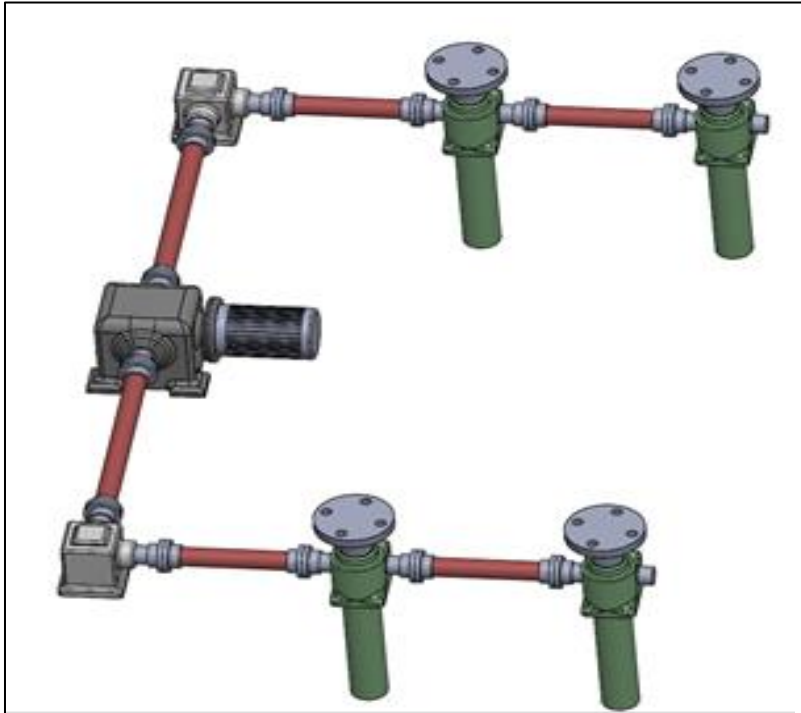
**Figura 2. Vista superior del sistema de transporte, ubicación de los puntales**



Estos puntos de elevación se ubican de esta manera, con el fin de permitir al sistema la interacción con otros equipos y que puedan elevar otros sistemas o plataformas por medio de ellos de forma segura y estructuralmente compacta.

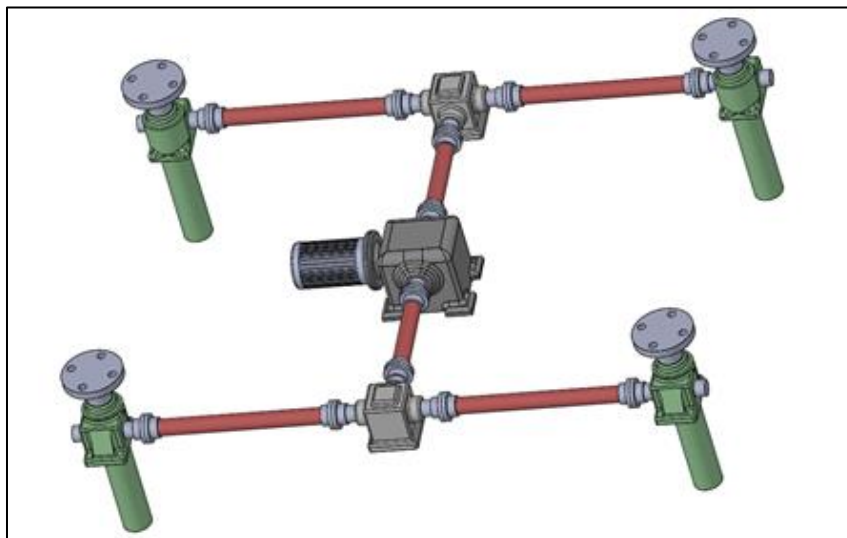
**2.2.1 Sistemas centralizados.** En esta configuración (Tipo 1), cuenta con un motor eléctrico el cual transmite la potencia a los cuatro puntos de elevación de manera simultánea, este se encuentra centrado a un lado de los cuatro puntales, contando con dos cajas de transmisión las cuales permiten la entrega de potencia con un cambio de dirección de noventa grados (90°). Figura 3.

**Figura 3. Sistema de elevación centralizado tipo 1**



Para la siguiente configuración (Tipo 2), de igual manera que la anterior, se requiere sólo un motor para transmitir la potencia, éste se encuentra equidistante a los cuatro puntos de elevación, contando con dos cajas de transmisión, permitiendo el cambio de dirección de la potencia en noventa grados ( $90^\circ$ ), en ambas direcciones. Figura 4.

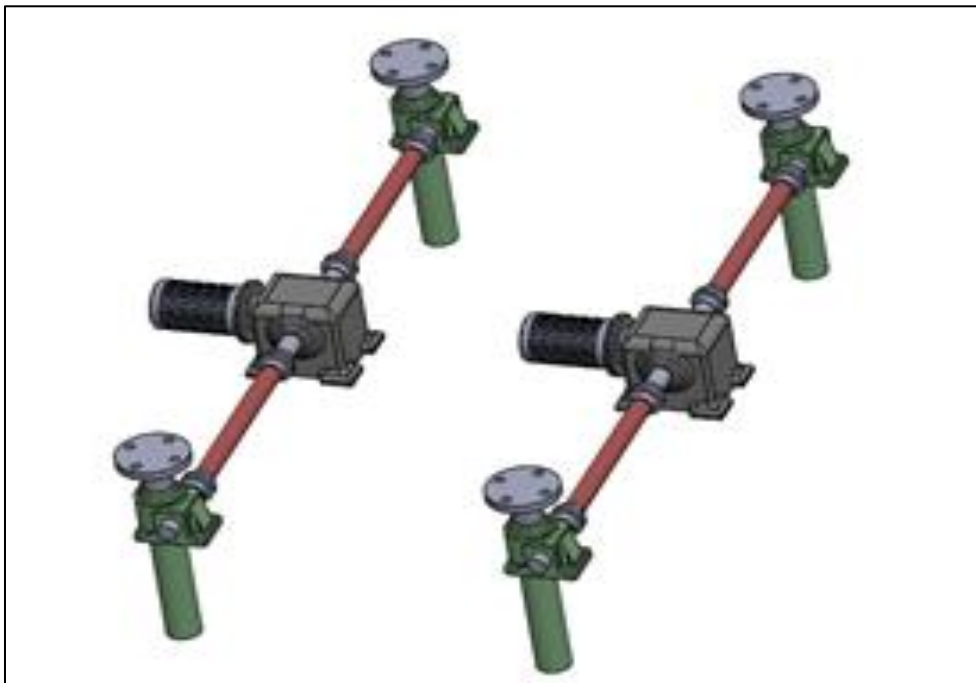
**Figura 4. Sistema de elevación centralizado tipo 2**



Estas configuraciones tienen la ventaja de implementar sólo un motor eléctrico para transmitir la potencia hacia todo sistema de elevación. Con la desventaja que, debido a su conexión, los puntos de elevación operan de manera simultánea, presentando una compleja distribución de potencia y el requerimiento de muchos elementos de conexión.

**2.2.2 Sistema binario.** En la presente configuración se requiere de dos motores eléctricos, los cuales transmiten la potencia desde la caja reductora hacia dos puntales de forma simultánea, éstos se encuentran centrados respecto a los puntos de elevación. Figura 5.

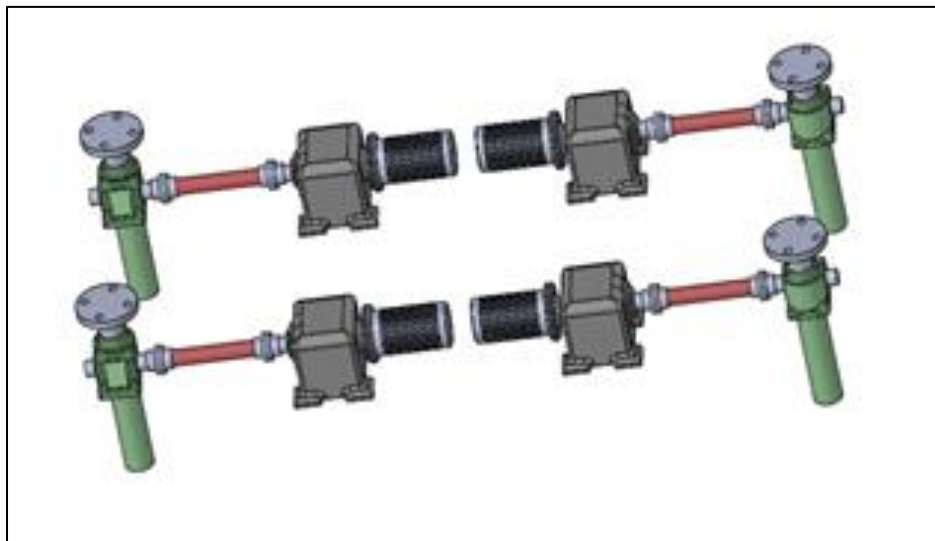
**Figura 5. Sistema de elevación binario**



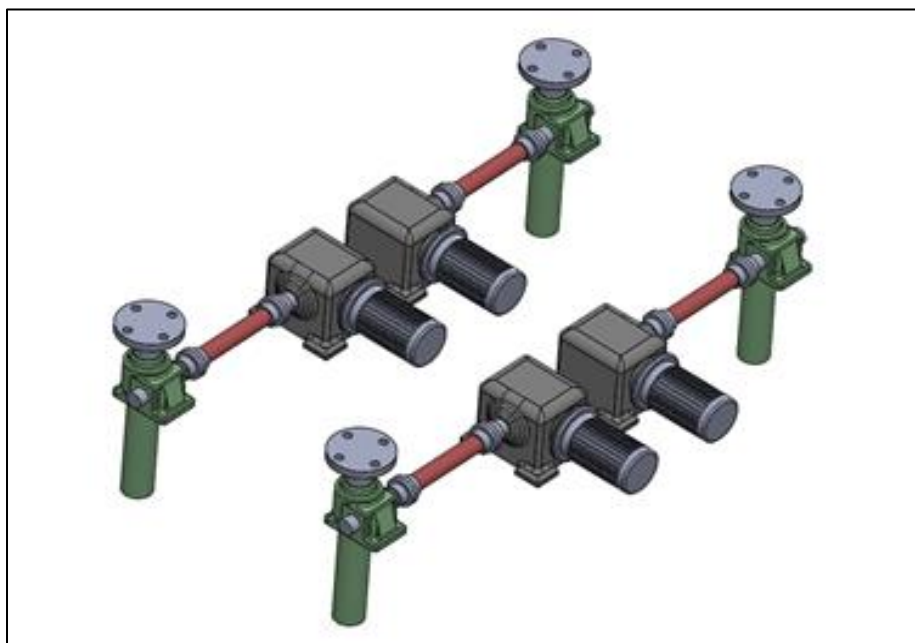
Este tipo de configuración tiene como ventajas: Permitir una mayor entrega de potencia hacia los puntos de elevación, capacidad de operar por separado dos de los cuatro puntales (debido al empleo del motor adicional) y pocos elementos de conexión comparados con los sistemas centralizados. Por otro lado, presenta como desventaja, que aún cuando estos motores operan por separado, todos los puntales no operan de manera independiente y su peso se ve afectado debido al motor extra.

**2.2.3 Sistemas monoaccionados.** Para esta última configuración de un solo accionamiento, se emplean motores eléctricos por cada punto de elevación, éstos están ubicados en el centro del sistema de transporte terrestre. Para la primera configuración (Tipo 1), la potencia es entregada directamente desde el motorreductor en la misma línea de acción al eje del motor, Figura 6. Para la segunda configuración (Tipo 2), la potencia se entrega desde el motorreductor a noventa grados ( $90^\circ$ ) de la línea de acción del eje del motor, Figura 7.

**Figura 6. Sistema de elevación de un solo accionamiento. Tipo 1**



**Figura 7. Sistema de elevación de un solo accionamiento. Tipo 2**





Entre las ventajas presentes en este tipo de configuraciones, se cuenta con la capacidad de trabajar de manera independiente por cada punto de elevación, teniendo así la capacidad de interactuar con otros sistemas de transporte. Adicional a esto, cuentan con una mayor entrega de potencia para el sistema en conjunto, necesitando de pocos elementos de conexión con respecto a las centralizadas, pero más que las binarias. Entre las desventajas presentes, está el notorio incremento en el peso del sistema de elevación debido a los cuatro motores empleados, trayendo consigo un aumento en el área requerida para su instalación.

## 2.3 MATRIZ DE DECISIÓN

Para la toma de decisión en cuanto a la configuración más adecuada a ser empleada en el sistema de transporte terrestre, se hará uso de una matriz de decisión, la cual será de gran ayuda para identificar la mejor solución a los requerimientos de carga y necesidades presentes en las líneas de ensamblajes ya especificadas al inicio del capítulo, considerando factores como: La capacidad de trabajar de forma independiente cada uno de los puntos de elevación, la potencia suministrada a los puntales, peso total del sistema, el área ocupada por todo el sistema de elevación y número de elementos necesarios para la conexión del sistema. Tomando factores de ponderación los cuales describen su importancia de forma progresiva, con una escala de 1-10, siendo uno (1) desfavorable y diez (10) favorable. Tabla 1.

**Tabla 1. Matriz de decisión**

<b>Factores</b>	<b>Capacidad de trabajo independiente</b>	<b>Potencia</b>	<b>Peso</b>	<b>Área interna ocupada</b>	<b>Elementos de conexión</b>
<b>Sistema centralizado tipo 1</b>	1	3	8	7	4
<b>Sistema centralizado tipo 2</b>	1	3	8	7	4
<b>Sistema binario</b>	5	5	6	5	7
<b>Sistema monoaccionado Tipo 1</b>	10	7	5	5	5
<b>Sistema monoaccionado Tipo 2</b>	10	7	5	5	5

**Tabla 2. Sumatoria de los factores más importantes**

<b>CONFIGURACIONES</b>	<b>TOTAL PUNTOS</b>
<b>Sistema centralizado tipo 1</b>	23
<b>Sistema centralizado tipo 2</b>	23
<b>Sistema binario</b>	28
<b>Sistema monoaccionado Tipo 1</b>	32
<b>Sistema monoaccionado Tipo 2</b>	32

Respecto a la tabla 2, la totalidad de los puntos a favor de los posibles sistemas de elevación a ser instalados, conforme a los requerimientos solicitados por las líneas de ensamble aeronáutico, la configuración que mejor se adapta, es la del sistema monoaccionado (tipo 1 y tipo 2) con un total de 32 puntos, seguido del sistema binario con 28 puntos y por último el sistema centralizado (tipo 1 y tipo 2) con 23 puntos.

Por lo tanto, con los resultados anteriores, se procederá a trabajar con el sistema monoaccionado, teniendo en cuenta el tipo de configuración que se mejor adapte al vehículo, ya que dependerá del ancho del vehículo y de las divisiones del módulo del sistema de transporte terrestre.

## CAPÍTULO 3

### DETERMINACIÓN DE SOLICITUDES DE CARGA

Concierne a este capítulo, las descripciones de los elementos y dispositivos aeronáuticos presentes en las líneas de ensamble, los cuales serán transportados en el vehículo de transporte terrestre y soportado por el sistema de elevación tipo columna presente en dicho vehículo. Es necesario conocer las solicitudes de carga que deberá soportar el sistema de elevación, por ende se procederá con los cálculos pertinentes y el diseño de todo el conjunto de elementos que conforman el sistema de elevación como lo son: a) los motores de acuerdo con la potencia demandada por las cargas de los elementos, b) tipo de mecanismo a ser empleado para los puntos de elevación ya sea por tornillo sinfín-corona o con piñón cremallera, c) materiales y d) demás elementos de unión para la transferencia de potencia.

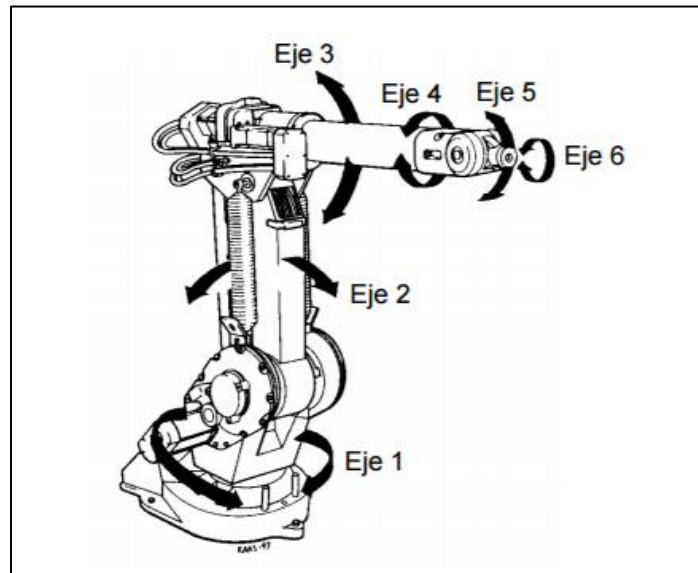
### 3.1 DESCRIPCIÓN DE LOS ELEMENTOS Y DISPOSITIVOS A TRANSPORTAR

El sistema de elevación, el cual será instalado en el sistema de transporte terrestre empleado en las líneas de ensamble, principalmente se diseñará para el transporte de cuatro (4) componentes como lo son: Robots industriales (el IRB 1400 y el IRB 2400), la nariz del avión y el turbofan Pratt & Whitney (PW308C). No obstante, en el diseño se tendrá en cuenta la posibilidad de transportar otros elementos aeronáuticos u otros dispositivos relacionados con las líneas de ensamble, contemplando la posibilidad de transportar en conjunto con otros sistemas de transporte terrestre, componentes de mayor carga o de configuraciones complejas, donde, de acuerdo con la distribución varíe la potencia requerida por cada puntal de cada vehículo de transporte.

**3.1.1 Robots industriales.** “Un robot industrial es una máquina de manipulación automática, reprogramable y multifuncional con tres o más ejes que pueden posicionar y orientar materias, piezas, herramientas o dispositivos especiales para la ejecución de trabajos diversos en las diferentes etapas de la producción industrial, ya sea en una posición fija o en movimiento” denominado así por la Federación Internacional de Robótica [1]. Los dos tipos de robots industriales empleados son de seis (6) ejes, debido a que estos robots son construidos utilizando como concepto el funcionamiento de un brazo humano. Estos seis grados de libertad les permiten operar de forma automatizada en muchas etapas de trabajo para la industria, mejorando su productividad, la calidad del producto, la capacidad de comunicación con sistemas externos y optimizando el tiempo de producción.

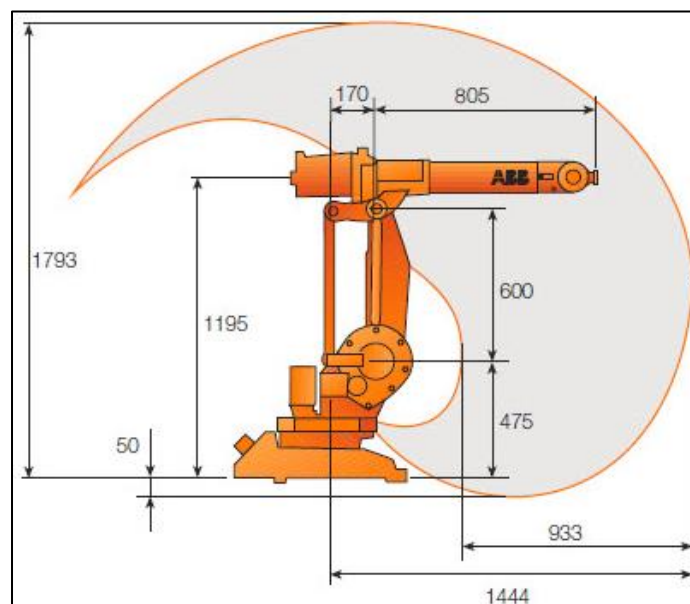
El **Robot IRB 1400** tiene un peso de 225 kilogramos, con velocidades entre 100 y 1000 milímetros por segundo y un consumo entre 0,34 y 0,44 kW, con opción de carga de 5 a 18 kilogramos. En la figura 8 y figura 9 se puede mostrar.

**Figura 8. Robot industrial IRB 1400**



Adaptado de: [2]

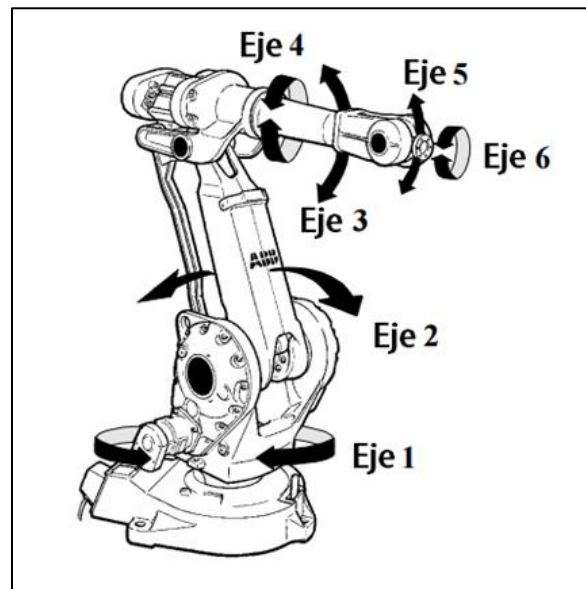
**Figura 9. Dimensiones y rango de acción del robot IRB 1400, medidas en (mm)**



Adaptado de: [3]

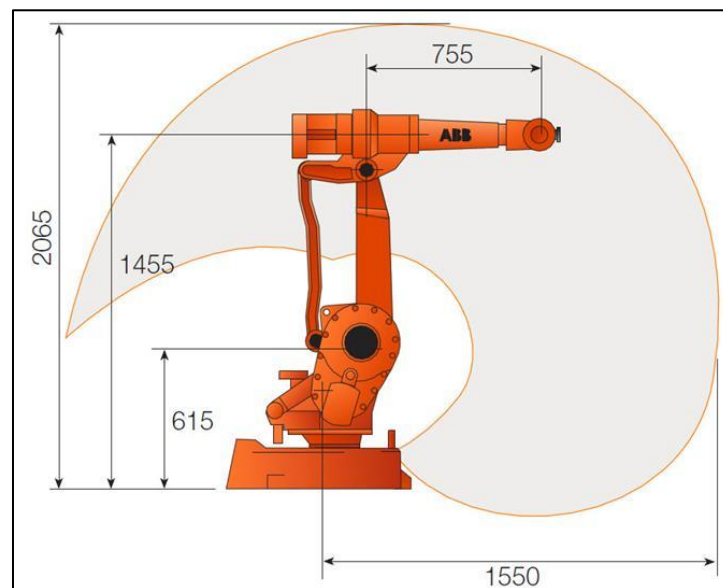
El **Robot IRB 2400** es el robot industrial más popular del mundo. Es de estructura robusta y con un mínimo uso de piezas contribuyen a su gran fiabilidad, posee una carga de 380 kilogramos, con un consumo de 0,67 kW con opciones de carga que se están entre 12 y 20 kilogramos con un alcance máximo de 1,5 metros. Se ilustra en la figura 10 y figura 11.

**Figura 10. Robot industrial IRB 2400**



Adaptado de: [2]

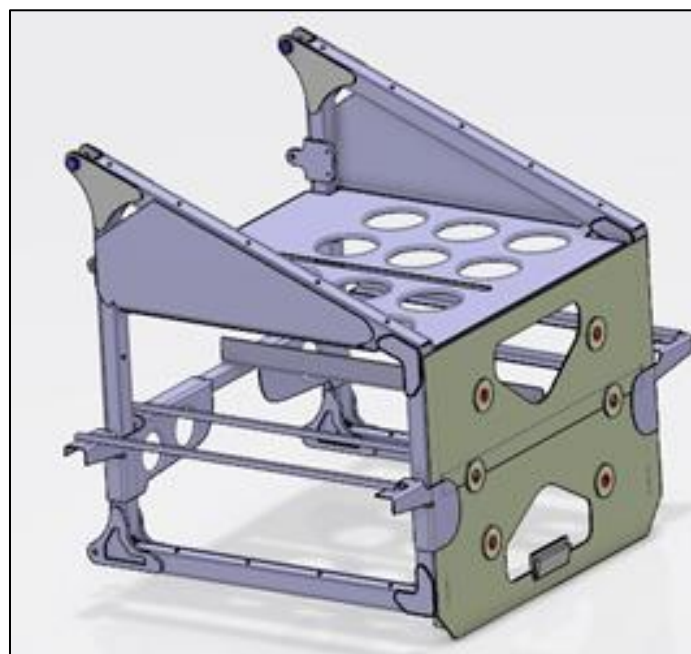
**Figura 11. Dimensiones y rango de acción del robot IRB 2400, medidas en (mm)**



Adaptado de: [3]

**3.1.2 Nariz del avión.** O También llamado morro, es un elemento que hace parte del fuselaje, ubicado en la proa del avión, donde generalmente está situado el radar. La nariz del avión tiene forma esbelta y aerodinámica, reduciendo la resistencia, lo cual mejora la eficiencia en el avance. La nariz junto con las demás partes que conforman el avión debe tener una correcta distribución de presiones, para lograr un buen despegue y aterrizaje, también para realizar correctamente los principales movimientos de rotación de la aeronave sobre sus ejes como los son: El cabeceo (rotación respecto del eje transversal que atraviesa las alas), alabeo (rotación respecto del eje longitudinal) y guiñada (rotación respecto del eje vertical del avión).

**Figura 12. Estructura de la nariz del avión a transportar**



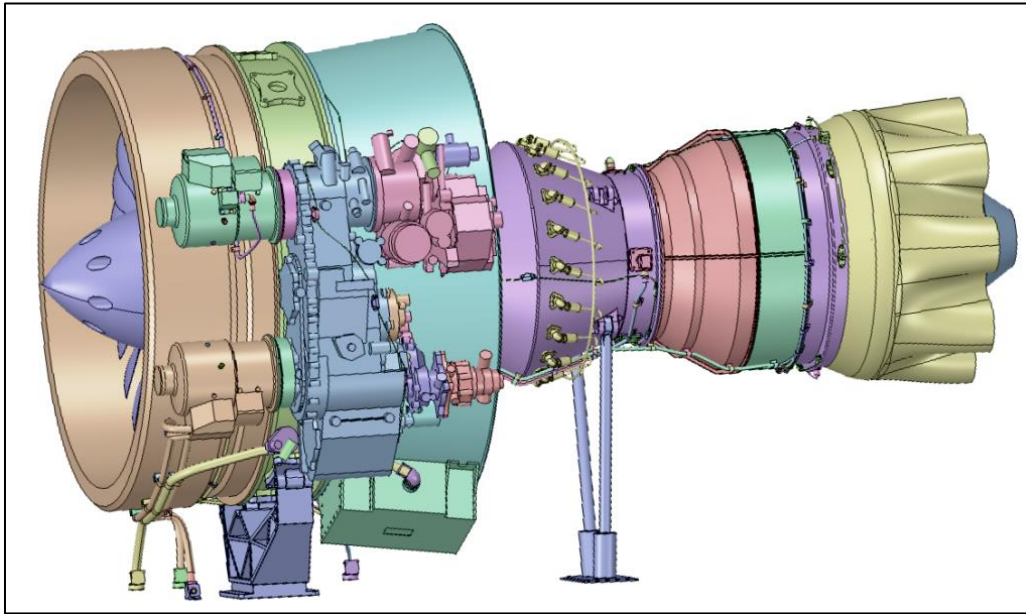
Fuente: [4]

La estructura de la nariz del avión que va a ser movilizada por el sistema de transporte terrestre, tiene un peso de alrededor de 723 kilogramos, un ancho máximo de 0,87 metros, una altura de 0,63 metros y una profundidad de 0,64 metros.

**3.1.3 Turbofan Pratt & Whitney (PW308C).** Un turbofan o turborreactores de doble flujo, es una generación de motores de reacción, los cuales han reemplazado los turborreactores o turbojet (tipo de motor de reacción más antiguo de uso general). Los turbofan son economizadores, ya que tienen un menor consumo de combustible, producen menos contaminación y reducen el ruido ambiental comparado con los turbojet. Estos motores de reacción se instalan en la popa del avión.

La empresa Pratt & Whitney Canadá Corp., el 9 de octubre del 2000, seleccionó el motor turbofan PW308C para el avión de negocios Dassault Falcon 2000EX. Este turbofan es derivado de los motores turbofan PW300, el cual ha estado en servicio desde 1992. El PW308C tiene una potencia de empuje nominal de 7000 libras máxima de despegue, proporcionando la mejor combinación de su clase de empuje de crucero, de consumo de combustible y de la relación potencia-peso. Este proporciona un 40% más alto de empuje termodinámico que la serie PW305. El turbofan PW308C tiene un peso aproximadamente de 630 kilogramos, con un diámetro total de 1,9 metros y una longitud total de 2,174 metros [5].

**Figura 13. Turbofan PW308C**



Fuente: [4]

Ya conociendo las solicitudes de carga de los componentes que van a ser transportados y soportados por el sistema de transporte, se procede con la etapa de diseño del sistema de elevación.

## CAPÍTULO 4

### DISEÑO SISTEMA DE ELEVACIÓN

Acorde con las cargas expuestas en el capítulo anterior y la configuración del sistema de elevación seleccionada previamente en el capítulo 2, se comenzará a determinar los parámetros necesarios para la selección de los motores que serán empleados en el sistema, seguido del mecanismo de elevación presentes en los puntales con los respectivos materiales que se utilizarán.

Recopilando la información de las cargas que interactuarán con el sistema de elevación, a continuación se describe cada uno de los elementos y sus masas principalmente: El robot IRB 1400 con una carga de 225 kg, el robot IRB 2400 con un peso 380 kg, la nariz del avión con una carga de aproximadamente 723 kg y por último el turbofan Pratt & Whitney (PW308C) alrededor de 630 kg. Contemplando las posibilidades de transportar otros elementos aeronáuticos de mayor carga en un futuro y realizando un diseño conservador e implementando factores de seguridad, se trabajará con una carga de una tonelada (1000 kilogramos).

#### 4.1 SELECCIÓN DEL MOTOR ELÉCTRICO Y CÁLCULO CINEMÁTICO

En el sistema de elevación se emplearán motores eléctricos trifásicos, ya que éstos son máquinas eléctricas rotativas, capaces de convertir energía eléctrica trifásica suministrada, en energía mecánica. Los motores trifásicos son fabricados en diversas potencias, desde una fracción de caballo de fuerza hasta varios miles de caballos de fuerzas (HP <Horse Power>), son construidos en la mayoría de tensiones y frecuencias normalizadas, a cincuenta y sesenta Hertz (50 Hz y 60 Hz). Son empleados para accionar bombas, herramientas, montacargas, ventiladores, máquinas, grúas y maquinaria elevada entre otras.

**4.1.1 Cálculo de la potencia del motor.** Para el cálculo de la potencia del motor, se debe tener en cuenta: a) la velocidad a la que trabajará el sistema, b) la fuerza que se ejercerá sobre el sistema para determinar la potencia requerida y c) por último es necesario conocer la eficiencia general de la máquina. [6]

##### Datos iniciales:

Velocidad de elevación:  $0,012 \frac{m}{s}$

Carga: 1000 kg.

Para determinar la fuerza ejercida se realiza el siguiente cálculo, empleando la segunda ley de Newton. Las ecuaciones:

$$F = m \cdot a \quad (1)$$



Siendo ( $F$ ) fuerza, ( $m$ ) masa y ( $a$ ) aceleración

$$F = 1000 \text{ kg} \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \quad (2)$$

$$F = 9810 \text{ N} \quad (3)$$

Una vez conocida la fuerza se procede a determinar la potencia requerida, empleando la siguiente ecuación, siendo ( $P$ ) potencia requerida:

$$P = 9810 \text{ kg} \cdot 0,012 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (4)$$

$$P = 117,72 \text{ W} = 0,1578 \text{ HP} \quad (5)$$

Esta potencia es la requerida por todo el sistema de elevación, ahora se divide por cuatro (4), ya que esta es la cantidad de puntos de apoyo donde será soportada la carga.

$$P_1 = 0,1578 \text{ HP} / 4 \quad (6)$$

$$P_1 = 0,0394 \text{ HP} = 29,38 \text{ W} \quad (7)$$

Para el cálculo de la potencia del motor, se utiliza la siguiente expresión.

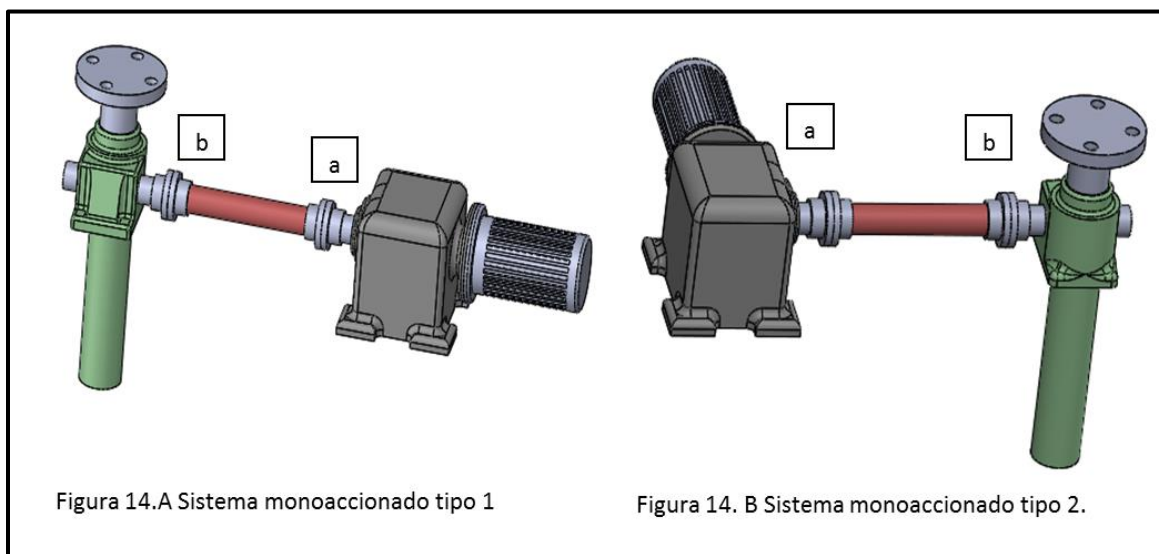
$$P_M = \frac{P_{total}}{\eta_{general}} \quad (8)$$

$$P_M = \frac{P_1}{\eta_{gral}} \quad (9)$$

Siendo  $\eta_{general}$ , la eficiencia general.

La eficiencia general para cada acople motor y sistema sinfín-corona, se obtiene del producto de los rendimientos de diferentes transmisiones sin tener en cuenta las pérdidas en los apoyos ( $\eta_a, \eta_b$ ) y el rendimiento de los rodamientos ( $\eta_r$ ).

De acuerdo con la configuración seleccionada anteriormente (sistema monoaccionado), se procede a determinar las transmisiones presentes en ella.

**Figura 14. Sistemas monoaccionados 14. a y 14. b**

Para determinar los rangos de los valores medios del rendimiento, se obtienen de la siguiente tabla. Siendo  $\eta_a$  rendimiento transmisión del reductor y  $\eta_b$  rendimiento en el sistema sinfín-corona.

**Tabla 3. Valores medios del rendimiento de diferentes transmisiones**

TIPOS DE TRANSMISIÓN	EN BALO DE ACEITE	ABIERTA
Dentada con ruedas cilíndricas	0,95 a 0,98	0,92 a 0,94
Dentada con ruedas cónicas	0,94 a 0,97	0,91 a 0,93
Por cadena	0,95 a 0,97	0,90 a 0,93
Por correa	-	0,95 a 0,96

Según la tabla anterior para la transmisión presente en el reductor, será dentada con ruedas cónicas en baño de aceite, para la configuración monoaccionada tipo 2 (Figura 14. B) y dentada con ruedas cilíndricas en baño de aceite para el otro tipo de configuración (Figura 14.A), al igual que para la transmisión en el sinfín-corona. En este trabajo se utilizará el valor promedio del rango suministrado en la tabla 3.

$$\eta_{a1} = 0,965 \quad \eta_{a2} = 0,955 \quad (10)$$

Teóricamente el rango recomendado se encuentra entre 0,99 y 0,995 para el rendimiento de los rodamientos. Se toma el promedio de estos valores, siendo:

$$\eta_R = 0,9925 \quad (11)$$

Entonces:

Tipo 1.

$$\eta_{gral1} = 0,965 \cdot 0,955 \cdot 0,9925 \quad (12)$$

$$\eta_{gral1} = 0,9146 \quad (13)$$

Tipo 2.

$$\eta_{gral2} = 0,955 \cdot 0,955 \cdot 0,9925 \quad (14)$$

$$\eta_{gral2} = 0,9052 \quad (15)$$

Como el rendimiento entre uno y el otro varían menos del dos por ciento (2%), se trabajará con el promedio de ellos para simplificar cálculos.

$$\eta_{gral} = 0,9099 \quad (16)$$

Ahora bien, la potencia de cada motor es:

$$P_M = \frac{0,0394 \text{ HP}}{0,9099} \quad (17)$$

$$P_M = 0,0433 \text{ HP} \quad (18)$$

**4.1.2 Cálculo velocidad del motor.** A partir de los valores máximos y mínimos recomendados para los diferentes tipos de relaciones de transmisión. Debido a la diferencia en la configuración de los tipos de sistemas monoaccionados, se realiza una intercepción entre los valores arrojados y de esta manera se determina el valor de la velocidad de giro que satisfaga ambos sistemas.

El rango de las relaciones de los tipos de transmisión está dado de la siguiente forma.

$2 < i_a < 4$  Transmisión por correa trapezoidal

$3 < i_b < 5$  Transmisión dentada cerrada con rueda cilíndrica dientes helicoidales

$3 < i_c < 4$  Transmisión dentada cerrada con rueda cilíndrica – dientes rectos

$2 < i_d < 4$  Transmisión por cadena

$4 < i_e < 6$  Transmisión dentada abierta con ruedas cilíndricas

$2 < i_f < 5$  Transmisión dentada cerrada con ruedas conicas de dientes rectos

$1 < i_{s-c} < 30$  Transmisión tornillo sinfin – corona

La velocidad angular dependerá entre otros factores, de la naturaleza del material, para ello se supone una velocidad de noventa revoluciones por minuto (90 rpm), se considera este valor en un buen rango de aproximación para materiales pesados. De acuerdo con la configuración del sistema y la velocidad de giro, se obtienen las siguientes expresiones.

Tipo 1.

$$i_c \cdot i_{s-c} \cdot N_{1s-c} < N_M < i_c \cdot i_{s-c} \cdot N_{1s-c} \quad (19)$$

$$3 \cdot 1 \cdot 90 \text{ rpm} < N_M < 4 \cdot 30 \cdot 90 \text{ rpm} \quad (20)$$

$$270 \text{ rpm} < N_M < 10800 \text{ rpm} \quad (21)$$

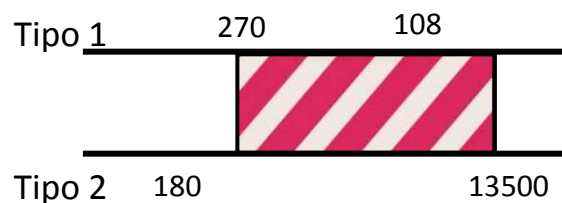
Tipo 2.

$$i_c \cdot i_{s-c} \cdot N_{2s-c} < N_M < i_c \cdot i_{s-c} \cdot N_{2s-c} \quad (22)$$

$$2 \cdot 1 \cdot 90 \text{ rpm} < N_M < 5 \cdot 30 \cdot 90 \text{ rpm} \quad (23)$$

$$180 \text{ rpm} < N_M < 13500 \text{ rpm} \quad (24)$$

Se define el intervalo en el cual debe estar la velocidad de giro del motor para ambos tipos de sistemas monoaccionados, de la siguiente forma:



Teniendo el intervalo de la velocidad de giro  $270 \text{ rpm} < N_{Motor} < 13500 \text{ rpm}$ , se obtiene el valor nominal, el cual corresponde a los valores generalmente usados para motores trifásicos. Se selecciona un valor nominal de 1800 rpm a 60 Hz, con ello y la potencia anteriormente determinada, se procede a ver de catálogo la potencia y velocidad real.

**Figura 15. Catálogo de motores trifásicos de eficiencia estándar, línea W21**

1800 RPM - 60 Hz																		
0,16	0,12	63	1720	0,89	4,50	0,67	3,2	3,4	45,0	52,0	57,0	0,46	0,55	0,62	1,15	0,00045	31/68	7
0,25	0,18	63	1710	1,14	4,50	1,01	2,8	3,0	53,0	60,0	64,0	0,47	0,57	0,65	1,15	0,00056	18/40	8
0,33	0,25	63	1710	1,44	4,50	1,40	2,9	2,9	59,0	64,0	67,0	0,48	0,59	0,68	1,15	0,00067	20/44	8
0,5	0,37	71	1720	2,07	5,00	2,06	2,7	3,0	56,0	64,0	68,0	0,48	0,59	0,69	1,15	0,00079	10/22	10
0,75	0,55	71	1705	2,90	5,50	3,08	3,0	3,2	62,0	69,0	71,0	0,49	0,60	0,70	1,15	0,00096	10/22	12
1	0,75	80	1720	3,02	7,20	4,17	2,5	2,9	72,0	77,5	79,5	0,62	0,74	0,82	1,15	0,00294	8/18	15
1,5	1,1	80	1720	4,43	7,80	6,11	2,9	3,2	72,0	77,0	79,5	0,60	0,73	0,82	1,15	0,00328	5/11	17
2	1,5	90S	1720	6,12	6,40	8,33	2,5	3,0	77,0	81,0	82,5	0,60	0,72	0,78	1,15	0,00560	7/15	22
3	2,2	90L	1730	8,70	6,80	12,2	2,6	2,8	79,0	82,0	83,0	0,64	0,75	0,80	1,15	0,00672	6/13	23
4	3	100L	1725	11,9	7,80	16,6	2,5	2,8	80,0	81,0	83,0	0,61	0,73	0,80	1,15	0,00918	6/13	35
5	3,7	100L	1715	14,0	7,60	20,6	2,9	3,1	82,5	84,3	85,5	0,63	0,75	0,81	1,15	0,00995	7/15	35
6	4,5	112M	1720	16,4	8,00	25,0	2,6	2,8	83,0	84,0	85,5	0,66	0,77	0,84	1,15	0,01741	7/15	45
7,5	5,5	112M	1740	20,0	7,00	30,2	2,2	2,8	86,6	87,5	88,0	0,63	0,74	0,82	1,15	0,01741	11/24	46
10	7,5	132S	1760	26,6	8,00	40,7	2,2	3,0	86,0	88,0	89,0	0,66	0,77	0,83	1,15	0,04652	5/11	62
12,5	9,2	132M	1755	33,3	8,70	50,1	2,5	2,9	86,3	87,8	88,5	0,62	0,73	0,82	1,15	0,05427	4/9	72
15	11	132M	1755	39,3	8,30	59,9	2,3	2,8	86,8	88,2	88,5	0,68	0,80	0,83	1,15	0,05815	4/9	73
20	15	160M	1760	52,6	6,30	81,4	2,3	2,2	88,0	89,3	90,2	0,69	0,79	0,83	1,15	0,09535	10/22	120
25	18,5	160L	1760	64,3	6,50	100	2,3	2,4	89,0	90,0	91,0	0,70	0,79	0,83	1,15	0,11542	8/18	135
30	22	180M	1765	75,5	7,50	119	2,8	2,8	89,3	90,0	91,0	0,70	0,80	0,84	1,15	0,16145	9/20	160
40	30	200M	1770	101	6,60	162	2,3	2,5	89,5	90,5	91,7	0,72	0,82	0,85	1,15	0,27579	14/31	209
50	37	200L	1770	122	6,60	200	2,3	2,3	90,2	91,5	92,4	0,75	0,83	0,86	1,15	0,33095	12/26	232
60	45	225S/M	1775	146	7,20	242	2,3	2,7	91,0	92,2	93,0	0,75	0,84	0,87	1,00	0,69987	10/44	415
75	55	225S/M	1770	176	7,40	297	2,2	2,7	90,3	92,0	93,0	0,76	0,84	0,88	1,00	0,80485	15/33	415
100	75	250S/M	1775	243	8,80	404	3,2	3,2	91,5	92,5	93,2	0,74	0,83	0,87	1,15	1,15478	11/24	520
125	90	280S/M	1780	295	7,30	483	2,2	2,5	90,0	92,0	93,2	0,76	0,84	0,86	1,00	1,84681	19/42	710
150	110	280S/M	1780	355	8,30	590	2,6	2,7	90,0	92,3	93,5	0,78	0,84	0,87	1,00	2,56947	20/44	800
175	132	315S/M	1780	433	7,50	709	2,5	2,5	91,0	93,0	94,1	0,80	0,83	0,85	1,00	2,81036	14/31	880
200	150	315S/M	1780	484	7,50	805	2,4	2,6	90,5	93,0	94,5	0,75	0,83	0,86	1,00	3,21184	19/42	950
250	185	315B	1780	612	6,60	993	2,0	2,5	93,4	94,4	94,5	0,71	0,80	0,84	1,00	3,53557	25/57	1094
250	185	315S/M	1785	597	8,30	990	2,8	2,8	91,0	93,0	94,5	0,78	0,84	0,86	1,00	3,77391	22/48	1010
250	185	355M/L	1785	584	6,80	990	1,9	2,2	92,2	93,8	94,5	0,78	0,85	0,88	1,00	5,59247	48/106	1283
270	200	315B	1780	661	6,60	1074	2,0	2,5	93,4	94,4	94,5	0,71	0,80	0,84	1,00	3,53557	25/57	1094
270	200	355M/L	1790	638	8,00	1068	2,3	2,5	92,1	93,9	94,5	0,77	0,84	0,87	1,00	6,33813	39/85	1349
300	220	315B	1780	735	6,40	1181	2,0	2,5	93,6	94,6	94,7	0,70	0,79	0,83	1,00	3,53557	25/57	1094
300	220	355M/L	1790	691	7,00	1174	2,2	2,3	93,0	94,5	95,0	0,79	0,85	0,88	1,00	6,33813	48/106	1349
350	260	315B	1780	846	6,60	1396	2,2	2,6	94,0	94,8	94,9	0,72	0,84	0,85	1,00	4,12500	19/42	1206
350	260	355M/L	1790	815	7,30	1388	2,3	2,4	92,9	94,6	95,1	0,77	0,85	0,88	1,00	7,45663	32/70	1525
400	300	315B	1780	961	6,80	1610	2,2	2,4	94,5	95,2	95,3	0,77	0,84	0,86	1,00	4,71435	19/42	1329
400	300	355M/L	1790	939	6,60	1601	2,1	2,1	93,3	94,7	95,3	0,81	0,86	0,88	1,00	9,32079	37/81	1710
450	330	315B	1780	1060	6,80	1771	2,2	2,5	94,6	95,4	95,4	0,76	0,84	0,86	1,00	5,30365	16/37	1448
*450	330	355M/L	1790	1030	7,10	1762	2,1	2,1	93,8	94,8	95,4	0,77	0,85	0,88	1,00	10,2529	39/86	1810
500	370	315B	1780	1200	6,00	1986	2,0	2,5	94,6	95,4	95,4	0,73	0,82	0,85	1,00	5,89294	29/63	1560
*500	370	355M/L	1790	1160	6,60	1975	2,1	2,2	93,9	95,0	95,4	0,79	0,85	0,88	1,00	11,1850	31/68	1900

Adaptado de: [7]

Para el sistema de elevación de acuerdo con el catálogo (Figura 15), se selecciona motores de 0,16 HP es decir 119,312 W y 1720 rpm de potencia y velocidad de giro reales respectivamente.

$$P_{Motor} = 119,312 \text{ w} = 0,16 \text{ HP} \quad (25)$$

$$N_{Nominal} = 1800 \text{ rpm} \quad (26)$$

$$N_{Real} = 1720 \text{ rpm} \quad (27)$$

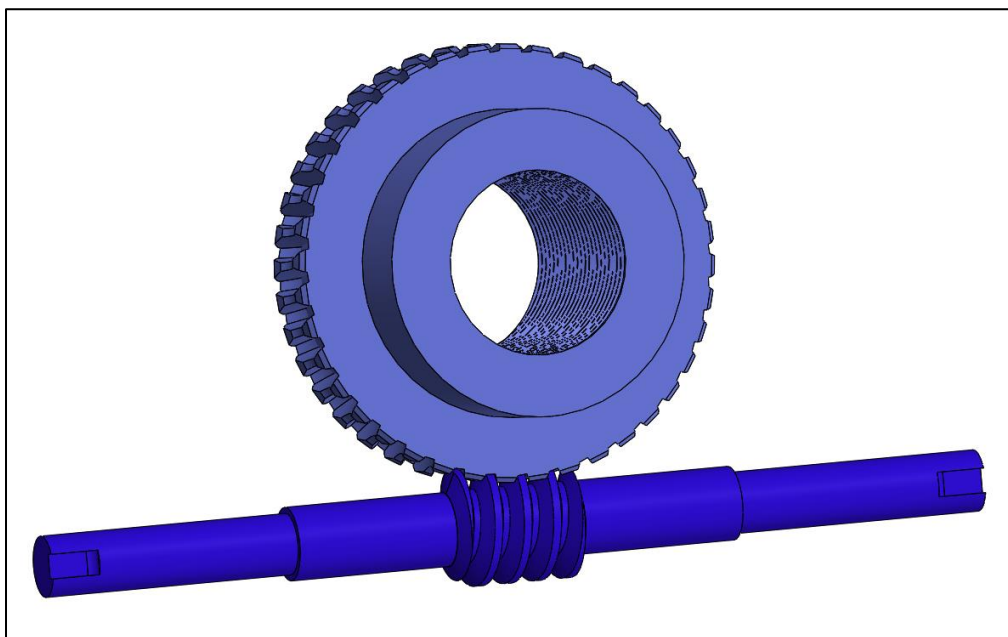
## 4.2 DISEÑO Y SELECCIÓN DEL MECANISMO DE ELEVACIÓN

Una vez seleccionado los motores para el accionamiento de cada punto de elevación del sistema, se procede a seleccionar el mecanismo que se va a implementar, ya sea sinfín-corona o piñón cremallera, esta selección se realiza de acuerdo con las ventajas de cada mecanismo y por los requerimientos de las líneas de ensamble.

**4.2.1 Selección del mecanismo de elevación.** El sistema de elevación debe ser lo más compacto posible, ya que cuenta con poco espacio interno dentro del sistema de transporte. Además de esto, debe de mantener la posición de los componentes sustentados, asegurando la posición de la carga y la posibilidad de interactuar con otros sistemas de transporte; implementando diferentes estrategias de transporte de elementos aeronáuticos. Para ello se plantea los siguientes mecanismos para la transmisión de la potencia en los puntales de elevación: Mecanismo tornillo sinfín-corona y mecanismo piñón-cremallera.[8]

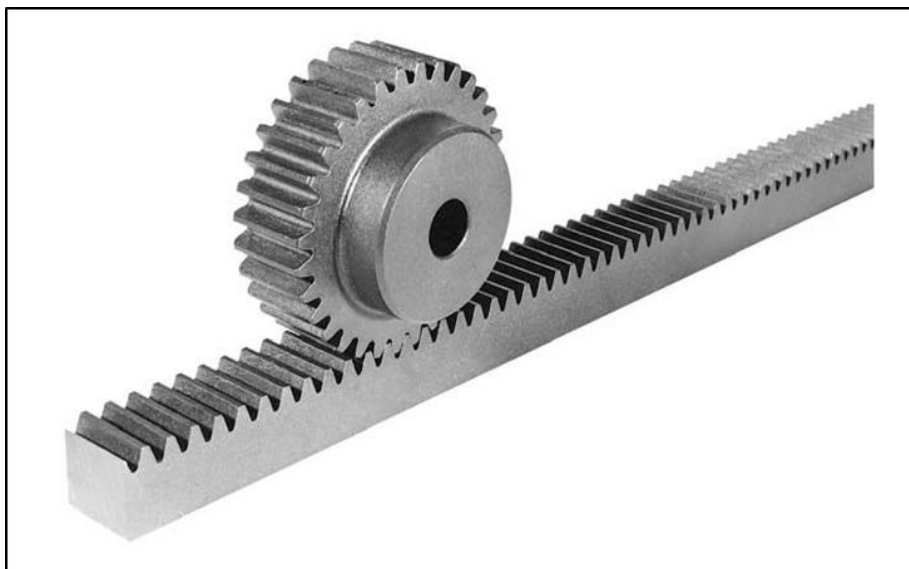
El Tornillo Sinfín-Corona es un mecanismo el cual transmite un movimiento circular entre dos ejes perpendiculares, en éste el tornillo se encuentra sobre un eje que engrana con una rueda dispuesta sobre otro eje, generalmente en un ángulo recto con el primero. El tornillo sinfín transmite el movimiento hacia la rueda dentada, nunca al revés. Este mecanismo es diseñado para transmitir grandes esfuerzos, empleados también como reductores de velocidad aumentando la potencia de transmisión. Por lo general la corona está fabricada de bronce y el tornillo de acero templado, con el fin de reducir el rozamiento. El número de entradas de un tornillo suele ser de una a doce y de ellas depende la velocidad de giro.[9]

**Figura 16. Mecanismo tornillo sinfín-corona**



Por otra parte el mecanismo Piñón-Cremallera transforma el movimiento giratorio de un eje, en el que va montado un piñón o rueda dentada de dientes rectos, en movimiento rectilíneo, al engranar los dientes del piñón con los dientes de una barra prismática o cremallera que se desplaza longitudinalmente. Este mecanismo es reversible, es decir, funciona ya sea aplicando movimiento de giro al piñón o viceversa, por esta razón, su utilidad práctica se centra exclusivamente en la conversión de movimiento giratorio en lineal, ideal para conseguir movimientos de precisión.[10]

**Figura 17. Mecanismo piñón-cremallera**



Adaptado de: [29]

Atendiendo las consideraciones anteriormente expuestas para las cuales serán empleados estos mecanismos, se procede a seleccionar uno de estos dos mecanismos de elevación, mediante una matriz de decisión. Tomando factores de ponderación progresivos de 1 a 10.

**Tabla 4. Matriz de decisión mecanismo de elevación**

<b>Factores</b> <b>Mecanismo</b>	Conservar la posición	Relación de transmisión	Área ocupada	<b>TOTAL</b>
Tornillo sinfín-corona	10	10	5	25
Piñón-cremallera	2	6	7	15

Con respecto a la tabla 4 y en relación con los requerimientos solicitados por las líneas de ensamble para el sistema de elevación, el mecanismo que se implementará en dicho sistema, será tornillo sinfín-corona, el cual obtuvo mayor puntuación acorde con los factores más relevantes.

**3.2.2 Diseño mecanismo tornillo sinfín-corona.** Para el cálculo de sinfín-corona, se realizará suponiendo dos como módulo, ya que éste es el más utilizado. El tornillo sinfín tendrá dos entradas ( $z_1 = 2$ ) y la rueda un número de dientes igual a cuarenta ( $z_2 = 40$ ). Siendo de esta forma, se procede a determinar primeramente el paso, dado por la siguiente ecuación. [11]

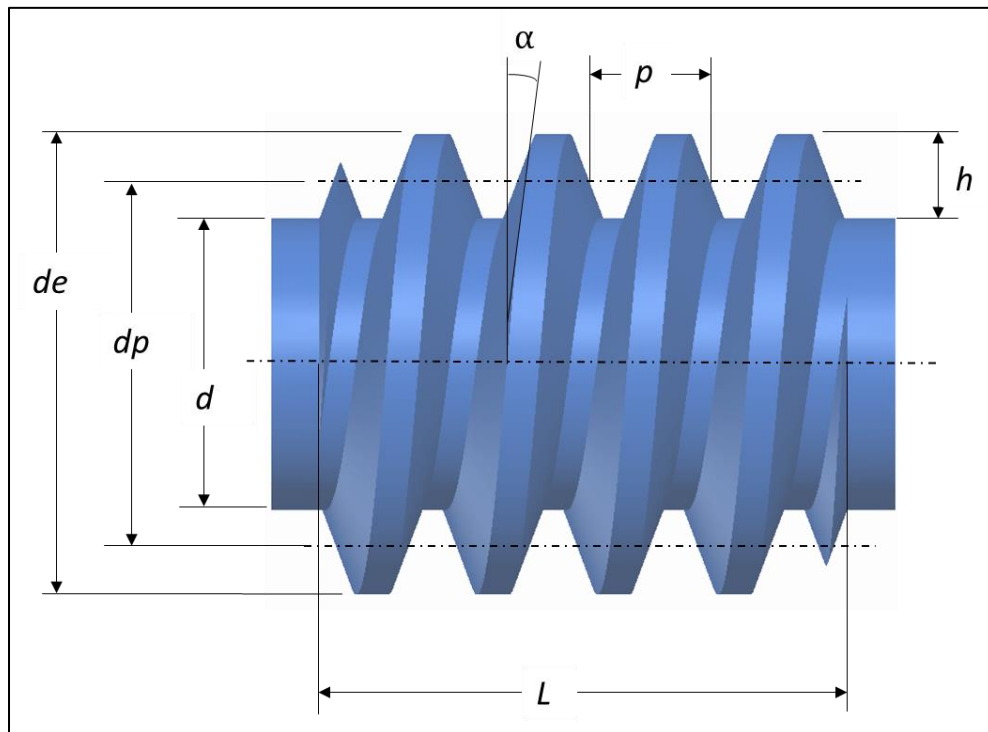
$$p = \pi \cdot m \quad (28)$$

Donde  $p$  es el paso y  $m$  el módulo.

$$p = 3,14159 \cdot 2 \text{ mm} \quad (29)$$

$$p = 6,28318 \text{ mm} \quad (30)$$

**Figura 18. Esquema tornillo sinfín y sus principales parámetros geométricos**





Continuo a esto se procede al cálculo de la altura total del diente, con un ángulo  $\alpha = 20$ , siendo  $h$  la altura total del diente.[12]

$$h = 2,25 \cdot m \quad (31)$$

$$h = 2,25 \cdot 2 \text{ mm} \quad (32)$$

$$h = 4,5 \text{ mm} \quad (33)$$

El diámetro primitivo  $dp$ , está en el rango de ocho a doce veces el módulo (8-12  $m$ ), en este caso se tomará el promedio.

$$dp = 10 \cdot m \quad (34)$$

$$dp = 10 \cdot 2 \text{ mm} \quad (35)$$

$$dp = 20 \text{ mm} \quad (36)$$

Para el diámetro exterior (  $de$  ) y el diámetro interior (  $d$  ) se determinan de acuerdo con las siguientes expresiones.

•

$$de = dp + 2m \quad (37)$$

$$de = 20 \text{ mm} + 2 \cdot 2 \text{ mm} \quad (38)$$

$$de = 24 \text{ mm} \quad (39)$$

•

$$d = de - 2h \quad (40)$$

$$d = 24 \text{ mm} - 2 \cdot 4,5 \text{ mm} \quad (41)$$

$$d = 15 \text{ mm} \quad (42)$$

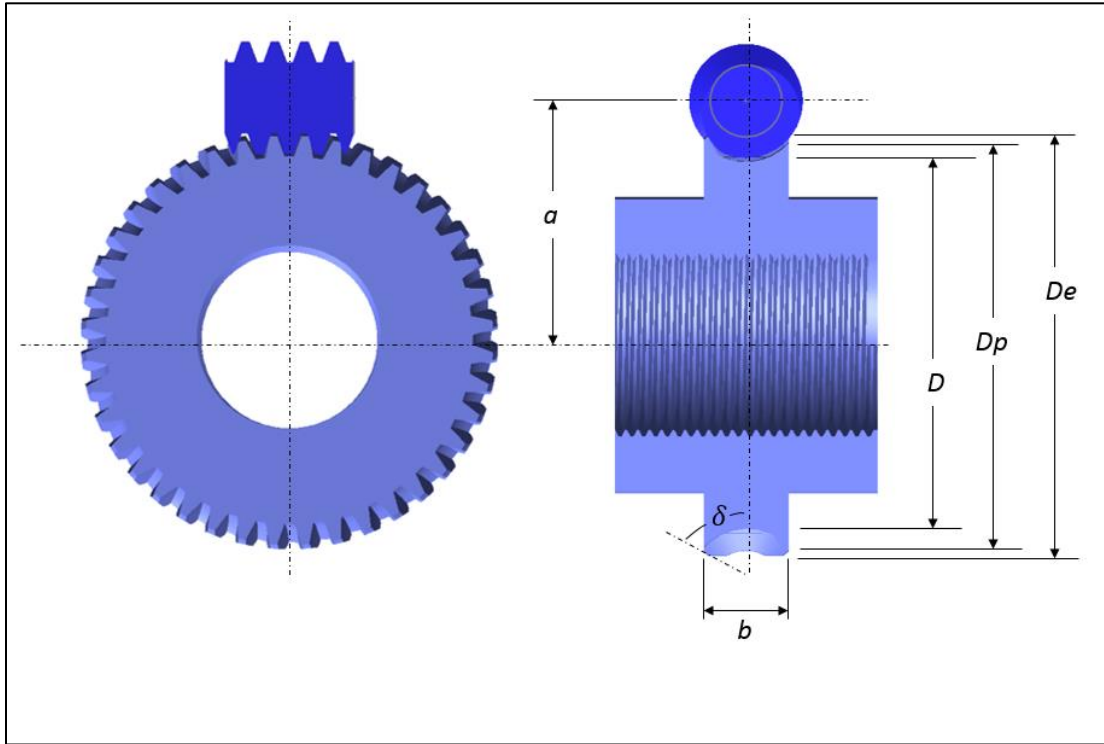
Ahora, el cálculo del coeficiente del diámetro ( $q$ ).

$$q = \frac{dp}{m} \quad (43)$$

$$q = \frac{20}{2} \quad (44)$$

$$q = 10 \quad (45)$$

**Figura 19. Tornillo sinfín-corona vista lateral y seccionada**



El cálculo de la rueda se desarrolla de la siguiente forma, conservando el mismo valor del paso y altura del diente.[13]

$$Dp = m \cdot z_2 \quad (46)$$

Donde,  $Dp$  corresponde al diámetro primitivo de la rueda y  $(n)$  número de dientes.

$$Dp = 2 \text{ mm} \cdot 40 \quad (47)$$

$$Dp = 80 \text{ mm} \quad (48)$$

El diámetro exterior  $De$  y diámetro interior  $D$ , se calcula de la siguiente forma:

$$De = Dp + 2m \quad (49)$$

$$De = 80 \text{ mm} + 2 \cdot 2 \text{ mm} \quad (50)$$

$$De = 84 \text{ mm} \quad (51)$$

$$D = m (z_2 - 2,4) \quad (52)$$

$$D = 2 \text{ mm} (40 - 2,4) \quad (53)$$

$$D = 75,2 \text{ mm} \quad (54)$$

Para un número de entradas en el tornillo sinfín menores e iguales a tres, el ancho de la corona ( $b$ ), está dado por la expresión.

$$b \leq 0,75 \cdot de \quad (55)$$

$$b \leq 0,75 \cdot 24 \text{ mm} \quad (56)$$

$$b \leq 18 \text{ mm} \quad (57)$$

Para la determinar el ángulo convencional de abrazamiento del sinfín para la rueda en radianes, se obtiene de la siguiente manera.

$$\sin \delta = \frac{b}{de - 0,5 \cdot m} \quad (58)$$

$$\sin \delta = \frac{18 \text{ mm}}{24 \text{ mm} - 0,5 \cdot 2 \text{ mm}} = 0,7826 \quad (59)$$

$$\delta = 0,8988 \text{ rad} \quad (60)$$

Recordando que  $dp$  corresponde al diámetro primitivo del tornillo sinfín, la concavidad periférica  $R$ , se determina así:

$$R = 0,5dp - m \quad (61)$$

$$R = 0,5 \cdot 20 \text{ mm} - 2 \text{ mm} \quad (62)$$

$$R = 8 \text{ mm} \quad (63)$$

La distancia entre centros  $a$ , viene dada de la forma.

$$a = \frac{Dp + dp}{2} \quad (63)$$

$$a = \frac{80 \text{ mm} + 20 \text{ mm}}{2} \quad (64)$$

$$a = 50 \text{ mm} \quad (65)$$

Una vez determinada la distancia entre centros, es posible calcular la longitud efectiva de trabajo de los filetes del tornillo ( $L$ ), no sin antes determinar el coeficiente de desplazamiento ( $x$ ), dado en un rango entre  $-1 \leq x \leq 1$ , ya que con este coeficiente y el número de entradas del sinfín, se calcula la mínima longitud que debería tener el tornillo. [14]

$$x = \frac{a}{m} - 0,5 (q + z_2) \quad (66)$$

$$x = \frac{50}{2} - 0,5 (10 + 40) \quad (67)$$

$$x = 0 \quad (68)$$

En la tabla 5, se encuentran los parámetros para el cálculo de la longitud del tornillo sinfín.

**Tabla 5. Ecuaciones para el cálculo de la longitud  $L$**

Coeficiente de desplazamiento ( $x$ )	Ecuación de cálculo para $Z_1$
	1 y 2
-1	$L \geq (10,5 + z_1)m$
-0,5	$L \geq (8 + 0,06 \cdot z_2)m$
0	$L \geq (11 + 0,06 \cdot z_2)m$
0,5	$L \geq (11 + 0,1 \cdot z_2)m$
1	$L \geq (12 + 0,1 \cdot z_2)m$

Siendo así,  $L$  igual a:

$$L \geq (11 + 0,06 \cdot z_2)m \quad (69)$$

$$L \geq (11 + 0,06 \cdot 40) \cdot 2 \text{ mm} \quad (70)$$

$$L \geq 26,8 \text{ mm} \quad (71)$$

Para el cálculo cinemático de la transmisión sinfín, se procede a determinar el deslizamiento en la transmisión y su rendimiento. Para el número de la transmisión ( $u$ ) se obtiene de la expresión  $u = \frac{z_2}{z_1}$ , donde por lo general es conveniente tomar un número de dientes de  $32 \leq z_2 \leq 63$  para transmisiones de potencia, esto con el fin de evitar el recorte de los dientes durante el maquinado. [15]

$$u = \frac{40}{2} = 20 \quad (72)$$

Esta relación de transmisión se estandariza en la tabla 6.

**Tabla 6. Valores preferibles de los parámetros de las transmisiones**

u	$z_1$	$z_2$	q
8	4	32	8
10		40	10
12,5		50	12,5
16	2	32	8
20		40	10
25		50	12,5
31,5	1	32	8
40		40	10
50		50	12,5
63		63	16

Para determinar el ángulo de inclinación del diente de la rueda o divisor ( $\gamma$ ) se emplea la siguiente ecuación.

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{z_1}{q} \quad (73)$$

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{2}{10} = 0,2 \rightarrow \gamma = 11,3099^\circ \quad (74)$$

En el cálculo del vector de velocidad periférica del tornillo sinfín  $v_1$ , es determinado de la siguiente manera.

$$v_1 = \frac{\pi \cdot dp \cdot N_{1s-c}}{60} \quad (75)$$

$$v_1 = \frac{\pi \cdot 0.02 \text{ m} \cdot 1720 \text{ rpm}}{60 \cdot 1000} \quad (76)$$

$$v_1 = 1,8 \text{ m/s} \quad (77)$$

De esta forma se podrá determinar el vector de la velocidad de deslizamiento  $v_s$ .

$$v_s = \frac{v_1}{\cos \gamma} \quad (78)$$

$$v_s = \frac{1,8 \frac{m}{s}}{\cos(11,3099)} \quad (79)$$

$$v_s = 1,84 \frac{m}{s} \approx 2 \frac{m}{s} \quad (80)$$

El rendimiento para la transmisión sinfín, es posible ser determinado de la siguiente ecuación derivada para el par tornillo.

$$\eta_e = \frac{tg \gamma}{tg (\gamma + \rho')} \quad (81)$$

Siendo  $\rho'$  el ángulo reducido de fricción, el cual depende del material de la transmisión, es decir, del tornillo sinfín-corona, del material lubricante, de la velocidad de deslizamiento y de los parámetros de rugosidad de las superficies de trabajo. Estos valores de  $\rho'$  están presentes en la tabla 7 y son obtenidos experimentalmente, teniendo en cuenta las resistencias en los rodamientos, mezclado del material lubricante y el salpique. [16]

**Tabla 7. Valores de los ángulos reducidos por fricción**

$v_s [m/s]$	$\rho'$
0,1	4°30' - 5°10'
0,5	3°10' - 3°40'
1	2°30' - 3°10'
1,5	2°20' - 2°50'
2	2°00' - 2°30'

De la anterior tabla obtenemos el valor de  $\rho'$ , siendo 2°00' lo que es igual a 2°.

$$\eta_e = \frac{tg (11,3099)}{tg (11,3099 + 2)} = 0,8454 \quad (82)$$

Generando un rendimiento de 84,54%, sin embargo se debe garantizar que la transmisión sea autobloqueante, por lo cual se debe cumplir  $\gamma = \rho'$ , ya que para ser autobloqueante el rendimiento debe ser menor al 50%. Por consiguiente el rendimiento de la transmisión sinfín-corona queda de la siguiente manera.

$$\eta_e = \frac{tg \gamma}{tg (2\gamma)} < 0,5 \quad (83)$$

$$\eta_e = \frac{tg (11,3099)}{tg (2 \cdot 11,3099)} < 0,5 \quad (84)$$

$$\eta_e = 0,48 < 0,5 \quad (85)$$

Cumpliendo así con uno de los requerimientos solicitados por las líneas de ensamble.

En el cálculo de la longitud total de las líneas de contacto ( $l$ ), se debe determinar primero la longitud  $B$  del arco de la circunferencia del diámetro primitivo del tornillo, el cual está dado por. [17]

$$B = \frac{\delta \cdot dp}{2} \quad (86)$$

$$B = \frac{0,8988 \cdot 20 \text{ mm}}{2} = 8,9884 \text{ mm} \quad (87)$$

Seguido del coeficiente de soplado lateral ( $\varepsilon_a$ ), para transmisiones con parámetros estándar ( $\alpha = 20$  y  $x = 0$ ).

$$\varepsilon_a = \sqrt{(0,17 \cdot z_2 + 0,34)^2 - (0,16 \cdot z_2)^2} - 0,058 \cdot z_2 + 1,01 \quad (88)$$

$$\varepsilon_a = \sqrt{(0,17 \cdot 40 + 0,34)^2 - (0,16 \cdot 40)^2} - 0,058 \cdot 40 + 1,01 \quad (89)$$

$$\varepsilon_a = 1,8554 \quad (90)$$

Ahora el coeficiente  $\xi$  contempla la disminución de la huella de contacto, la cual provoca la reducción de la longitud de las líneas de contacto, tomando como valor medio 0.75.

$$l = \frac{b \cdot \varepsilon_a \cdot \xi}{\cos \gamma} = \frac{18 \text{ mm} \cdot 1,8554 \cdot 0,75}{\cos(11,3099)} \quad (91)$$

$$l = 25,5439 \text{ mm} \approx 0,0255439 \text{ m} \quad (92)$$

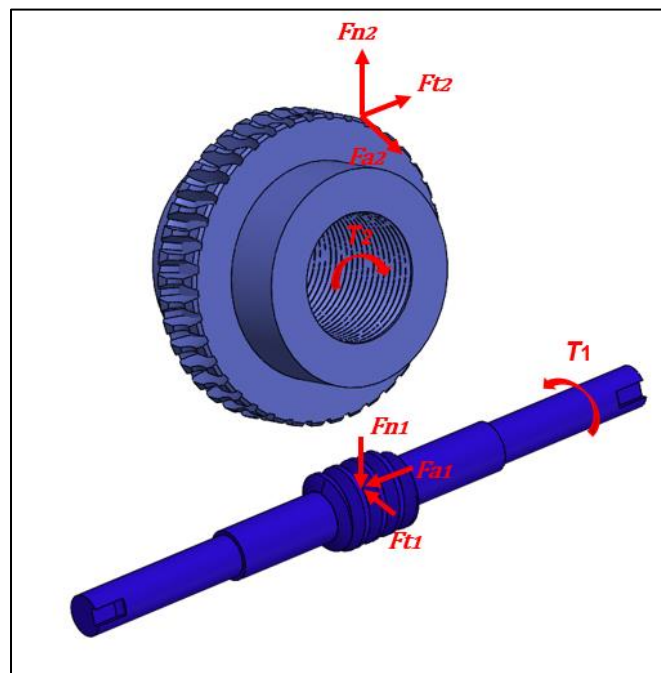
A continuación, se presentan las propiedades de los materiales que se emplearán para el tornillo sinfín-corona. [20]

**Tabla 8. Propiedades de los materiales sinfín-corona**

	<b>Tornillo sinfín</b>	<b>Corona</b>
Referencia	SAE 8620	SAE 65
Norma	ISO 6336-5	-
Resistencia al núcleo	$\geq 30$ HRC	-
Tratamiento	Templado por cementación	-
$\sigma_{H\limite}$ [MPa]	1500	425
$\sigma_{F\limite}$ [MPa]	500	92

Una vez conocido los esfuerzos para ambos elementos del mecanismo de elevación, se procede a calcular los esfuerzos con los datos determinados anteriormente, esto con el fin de corroborar que satisfagan las cargas y sean aptas para las necesidades solicitadas para el sistema de elevación en las líneas de ensamble. [11]

Como se expuso anteriormente, el sistema de elevación deberá estar en la capacidad de interactuar en conjunto con otros sistemas de transporte terrestre para movilizar elementos aeronáuticos de mayor peso, como lo es el fuselaje. Por esta razón se diseñará cada puntal de elevación, con el peso total equivalente a 1000 kg. Ahora se procede a determinar la fuerza tangencial  $F_{t2}$ , con el fin de determinar el mayor momento torsor transmitido por la rueda en largos periodos ( $M_{t2}$ ). Para esto se realizan los siguientes cálculos.

**Figura 20. Fuerzas presentes en el mecanismo sinfín-corona**



$$F \cdot V = P_{entrada} = \eta_e \cdot T_2 \cdot \omega_2 \quad (93)$$

$$T_2 = \frac{P_{entrada}}{\eta_e \cdot \omega_2} = \frac{117,72 \text{ w}}{0,48 \cdot \frac{90 \text{ rev}}{\text{min}} \cdot \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ s}} \cdot \frac{2\pi}{1 \text{ rev}}} \quad (94)$$

$$T_2 = 26,02 \text{ N.m} \quad (95)$$

El par torsor  $T_2$  a su vez es igual al momento flector  $M_{t2}$ , debido a que  $T_2 = R_2 \cdot F_{t2}$  y  $F_{t2} = \frac{2M_{t2}}{Dp}$ .

Ahora en el cálculo de la fuerza normal  $F_n$ , se obtiene de las siguientes expresiones.

$$F_{t2} = \frac{2M_{t2}}{Dp} = \frac{2 \cdot 26,02 \text{ N.m}}{0,08 \text{ m}} = 650,5 \text{ N} \quad (96)$$

$$F_n = \frac{F_{t2}}{\cos \alpha \cdot \cos \gamma} = \frac{650,5 \text{ N}}{\cos 20 \cdot \cos 11,3099} \quad (97)$$

$$F_n = 705,9567 \text{ N} \quad (98)$$

Para determinar los dos componentes ortogonales a la fuerza normal restantes ( $F_r$  y  $F_{a2}$ ), las fuerzas y momento ejercido sobre el tornillo sinfín ( $F_{a1}$ ,  $F_{t1}$  y  $M_{t1}$ ), se calculan con las siguientes expresiones.

•

$$F_{a1} = F_{t2} = 650,5 \text{ N} \quad (99)$$

•

$$\frac{2M_{t2}}{Dp} = \frac{2M_{t1} \cdot \eta_e \cdot u}{Dp} \quad (100)$$

$$M_{t1} = \frac{26,02 \text{ N.m}}{0,48 \cdot 20} \quad (101)$$

$$M_{t1} = 2,71 \text{ N.m} \quad (102)$$

•

$$F_{t1} = F_{a2} = \frac{2M_{t1}}{dp} \quad (103)$$

$$F_{t1} = F_{a2} = \frac{2 \cdot 2,71 \text{ N} \cdot \text{m}}{0,02 \text{ m}} \quad (104)$$

$$F_{t1} = F_{a2} = 271 \text{ N} \quad (105)$$

•

$$F_r = F_{t2} \cdot \operatorname{tg} \alpha = 650,5 \text{ N} \cdot \operatorname{tg}(20) \quad (106)$$

$$F_r = 236,763 \text{ N} \quad (107)$$

El esfuerzo a la flexión  $\sigma_F$  esta dado en mega pascuales (MPa) y se determina mediante la siguiente ecuación.

$$\sigma_F = \frac{1,72M_{t2} \cdot Y_F \cdot K_{F\beta} \cdot K_{Fv} \cdot \cos \gamma}{dp \cdot Dp \cdot m} \leq [\sigma_{Flimite}] \quad (108)$$

Donde las cargas son aproximadamente  $K_{H\beta} = K_{F\beta}$  y  $K_{Fv} = K_{Hv}$  para transmisiones sinfín-corona, tomando  $K_{H\beta} = 1,125$  que es el valor promedio para cargas variables, el cual está entre 1,05 y 1,2.

Para valores de velocidad de la rueda menores a 3 m/s,  $K_{Hv} = 1$ .

Para el coeficiente de forma del diente de la rueda  $Y_F$ , el cual depende del dependiente del número equivalente de dientes  $Z_{v2}$ , es calculado de acuerdo con la tabla 9. [18]

$$Z_{v2} = \frac{Z_2}{\cos \gamma^3} = \frac{40}{\cos(11,3099)^3} \quad (109)$$

$$Z_{v2} = 42,4238 \quad (110)$$

**Tabla 9. Valor coeficiente de forma del diente de la rueda sinfín**

$Z_{v2}$	35	37	40	45	50
$Y_F$	1,64	1,61	1,55	1,48	1,45

Basándose en la tabla anterior se determina el valor para  $Y_F$  interpolando, siendo

$Y_F = 1,5160$ . Una vez obtenidas todas las variables para determinar el esfuerzo por flexión, se procede a realizar el cálculo. [19]

$$\sigma_F = \frac{1,72 \cdot 26,02 \text{ N} \cdot \text{m} \cdot 1,516 \cdot 1,125 \cdot 1 \cdot \cos(11,3099)}{0,02 \text{ m} \cdot 0,08 \text{ m} \cdot 0,002 \text{ m}} \leq [\sigma_{Flimite}] \quad (111)$$

$$\sigma_F = 23,3895 \text{ MPa} \leq [92 \text{ MPa}] \quad (112)$$

De esta forma se garantiza la resistencia de los dientes a la fatiga durante la flexión.

Confirmado la resistencia por flexión se procede a comprobar la resistencia a la fatiga de las superficies activas de los dientes de la rueda sinfín (esfuerzo de contacto  $\sigma_H$ ). Donde:

$$\sigma_H = \frac{32,4 Z_E}{Dp} \cdot \sqrt{\frac{M_{t2} \cdot K_{Hv} \cdot K_{H\beta}}{dp}} \leq [\sigma_H] \quad (113)$$

El coeficiente  $Z_E$  es determinado basado en la tabla 10. Este coeficiente tiene en cuenta las propiedades mecánicas de los materiales.

**Tabla 10. Valores del coeficiente  $Z_E$**

Coeficiente [MPa <sup>1/2</sup> ]	Materiales del tornillo - rueda					
	Acero - Acero	Acero - Fundición	Acero - Bronce	Fundición - Fundición	Textolita - Acero	Caprolon- Acero
$Z_E$	192	166	160	148	49	34

Tomando 160 como valor del coeficiente  $Z_E$ , se procede a determinar el esfuerzo por contacto. Donde  $\sigma_H$  esta dado en [MPa].

$$\sigma_H = \frac{32,4 \cdot 160 \text{ MPa}^{1/2}}{0,08 \text{ m}} \cdot \sqrt{\frac{26,02 \text{ N} \cdot \text{m} \cdot 1,125}{0,02 \text{ m}}} \leq [\sigma_H] \quad (114)$$

$$\sigma_H = 2,4791 \text{ MPa} \leq [425 \text{ MPa}] \quad (115)$$

Confirmando así la resistencia por contacto.

Tras haber efectuado todos los cálculos anteriores se procede a determinar la distancia entre centros ( $a$ ) y recalculer todos los parámetros de diseño. La ecuación que determina la distancia entre centros y con la que se procede a realizar los cálculos de diseño es:

$$a = 1,09 \left( \frac{q}{z_2} + 1 \right) \cdot \sqrt[3]{\frac{M_{t2} \cdot K_{Hv} \cdot K_{H\beta}}{\left( \frac{[\sigma_H]}{Z_E} \right)^2 \frac{q}{z_2}}} \quad (116)$$

$$a = 1,09 \left( \frac{10}{40} + 1 \right) \cdot \sqrt[3]{\frac{26,02 \times 10^3 \text{ N} \cdot \text{mm} \cdot 1,125}{\left( \frac{[425 \text{ MPa}]}{160 \text{ MPa}^{\frac{1}{2}}} \right)^2 \frac{10}{40}}} \quad (117)$$

$$a = 34,7534 \text{ mm} \quad (118)$$

Con este nuevo valor de  $a$ , se determina el módulo ( $m$ ) con la siguiente expresión.

$$m = \frac{a}{0,5 (q + z_2)} = \frac{34,7534 \text{ mm}}{0,5 (10 + 40)} \quad (119)$$

$$m = 1,39 \text{ mm} \quad (120)$$

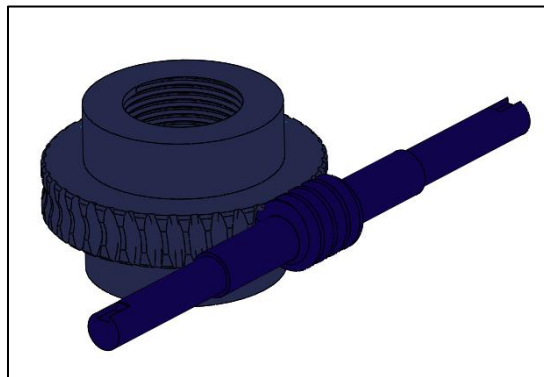
Estandarizando el módulo dado,  $m = 1,5 \text{ mm}$ . Ahora, se recalculan todos los parámetros de diseño, estos nuevos datos se muestran en la figura 21.

**Figura 21. Resumen de los parámetros de diseño del mecanismo sinfín-corona**

PARÁMETROS			MÓDULO			
			2		1,5	
			Tornillo sinfín	Corona	Tornillo sinfín	Corona
Distancia entre centros	mm	$a$	50		37,5	
Paso	mm	$p$	6,2832		4,71	
Altura del diente	mm	$h$	4,5	-	3,375	-
Diámetro Primitivo	mm	$dp - Dp$	20	80	15	60
Diámetro exterior	mm	$de - De$	24	84	18	63
Diámetro interior	mm	$d - D$	15	75,2	11,25	54,4
Coefficiente del diámetro	-	$q$	10		10	
Coefficiente de desplazamiento	-	$x$	0		0	
Número de transmisión	-	$u$	20		20	
Concavidad Periférica	mm	$R$	-	8	-	6
Angulo de Abrazamiento	Rad	$\delta$	0,8988	-	0,8988	-
Ancho de la Corona	mm	$b$		18		13,5
Longitud del Tornillo Sinfín	mm	$L$	26,8	-	20,1	-
Angulo de inclinación del diente de la rueda	Grados ( $^{\circ}$ )	$\gamma$	-	11,3099 $^{\circ}$	-	11,3099 $^{\circ}$
Rendimiento de la transmisión	-	$\eta$	0,8454		0,8454	
Longitud Total de las Líneas de Contacto	mm	$B$	8,9884		6,741	
Coefficiente de Soplado Lateral	-	$\varepsilon_a$	1,8554		1,8554	
Longitud de las Líneas de Contacto	mm	$l$	25,5439		19,158	
Fuerza Normal	N	$F_n$	705,9567		941,2757	
Fuerza resultante	N	$F_r$	236,763		315,6823	
Torque y Momento torsor	N.m	$T$	2,71	26,02	2,71	26,02
Fuerza Axial	N	$F_a$	650,5	271	867,33	361,33
Fuerza Tangencial	N	$F_t$	271	650,5	361,33	867,33
Esfuerzo a la Flexión	MPa	$\sigma_F$	23,3895		55,44	
Esfuerzo de Contacto	MPa	$\sigma_H$	2,4791		3,82	

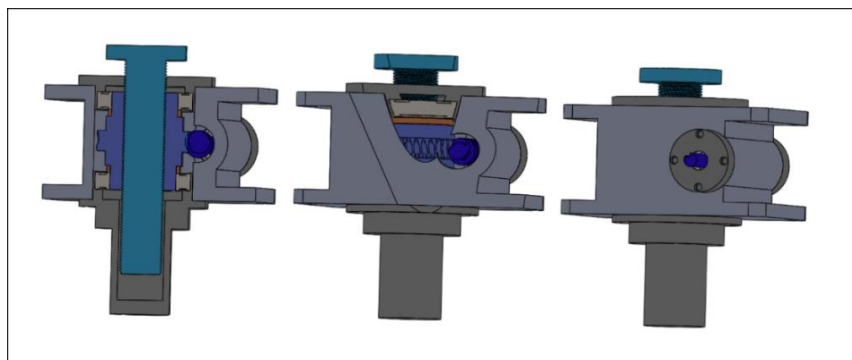
Ya con los nuevos parámetros de diseño determinados, finalmente se deberá seleccionar el elemento con el mecanismo tornillo sinfín-corona, el cual elevará la carga solicitada. Para esta selección se recurre a sistemas de elevación de catálogos que mejor se asemeje a los parámetros ya calculados. Se seleccionan sistemas comerciales debido a que la fabricación de este sistema sería mucho más costosa. Para ello se propone el siguiente mecanismo.

**Figura 22. Mecanismo sinfín-corona propuesto**



De los elementos de elevación que utilizan esta clase de mecanismo, está el gato mecánico de tornillo. Los gatos mecánicos son fabricados a partir de reductores sinfín corona, los cuales han sido diseñados específicamente para soportar y transmitir esfuerzos de tracción y compresión, generados a partir de movimientos lineales de un husillo como elemento transmisor de par del reductor. La carcasa de estos elementos es muy robusta, diseñada para soportar grandes esfuerzos en movimientos de elevación y descenso en ciclos exigentes de trabajo. Gracias a la gran variedad de gatos disponibles, es posible dar solución a diferentes necesidades sobre movimientos lineales pesados. Dentro de la gama de gatos mecánicos se prefiere trabajar con la serie MA en vez de la serie SJ, ya que se acopla a las necesidades para el sistema de elevación tratado. La serie MA está disponible en ocho (8) tamaños con capacidades de carga entre 500 kg a 35000 kg, con tres relaciones de reducción por tamaño, con una velocidad máxima de entrada de 3000 rpm, lubricación con aceite y una amplia gama de accesorios. Cada serie tiene dos modelos (A y B), El modelo A es de husillo trapecial de traslación y el modelo B de husillo trapecial de rotación. Para el sistema de elevación se trabajará con el modelo A. Este modelo funciona con el husillo conducido por el centro del gato, el husillo no rota y se desplaza atravesando la carcasa del gato. Debe tener buen espacio debajo de la carcasa para que el husillo pueda descender hasta quedar el gato completamente cerrado. [21] [22]

**Figura 23. Gato mecánico serie MA, modelo A**



Para la correcta selección del gato mecánico de tornillo, se procede a ver catálogos con las especificaciones técnicas de la serie que mejor se adapten a los parámetros ya calculados. El catálogo del cual se tomarán los datos, será de Cotransa División TROMEC gatos mecánicos. [23]

**Figura 24. Catálogo gatos mecánicos serie MA de una entrada**

TAMAÑO	MA 5	MA 10	MA 25	MA 50	MA 80	MA 100	MA 200	MA 350
Carga máxima para elevar (Kg)	500	1000	2500	5000	8000	10000	20000	35000
Diámetro x Paso del husillo	Tr 18 x 4	Tr 22 x 5	Tr 30 x 6	Tr 40 x 7	Tr 55 x 9	Tr 60 x 12	Tr 70x12	Tr 100x16
Distancia entre centros del sin-fín a la corona	30	40	50	63	63	80	100	125
Relaciones	RV	1 : 4	1 : 5	1 : 6	1 : 7	1 : 7	1 : 8	3 : 32
	RN	1 : 16	1 : 20	1 : 18	1 : 14	1 : 14	1 : 24	1 : 16
	RL	1 : 24	1 : 25	1 : 24	1 : 28	1 : 28	1 : 32	1 : 32
Avance (mm) por vuelta de entrada	RV	1	1	1	1	1.28	1.5	1.5
	RN	0.25	0.25	0.333	0.5	0.64	0.5	1
	RL	0.166	0.2	0.25	0.25	0.32	0.375	0.5
Potencia máxima de trabajo (Kw) (1)	RV	0.4	0.6	1.2	2.4	2.5	3	8
	RN	0.2	0.3	0.7	1.7	1.8	2.6	7
	RL	0.17	0.25	0.6	1.2	1.2	2.3	6.8
Par(Nm) necesario en la entrada para arranque a plena carga	RV	3.8	7.2	19.9	44.1	77	120	525
	RN	1.2	2.6	8.3	24.8	47	62	400
	RL	1	2.3	7.6	18	34	50	280
Rendimiento estático	RV	0.21	0.22	0.2	0.18	0.18	0.2	0.16
	RN	0.16	0.15	0.16	0.15	0.15	0.13	0.14
	RL	0.13	0.14	0.13	0.11	0.11	0.12	0.1
Rendimiento Dinámico a 1500 r.p.m. (2)	RV	0.36	0.37	0.34	0.32	0.31	0.36	0.32
	RN	0.28	0.28	0.27	0.28	0.27	0.29	0.29
	RL	0.25	0.27	0.25	0.23	0.22	0.26	0.24
Par(Nm) necesario en el husillo a plena carga	8	20	65	165	368	525	1180	2880
Material de la carcasa	Aluminio alloy EN1706-AC-AISI10Mg T6		Fundición esferoidal EN 1563 – GJS – 500 - 7					
Peso sin husillo ni tubo de protección, (Kg)	2.2	4.3	13	26	26	48	75	145
Peso por cada 100 mm de husillo (Kg)	0.16	0.23	0.45	0.8	1.6	1.8	2.5	5.2

Fuente: [22]

Con respecto a la figura anterior, se toma un gato mecánico de tornillo de tamaño MA10, con diámetro por paso del husillo de Tr 22 x 5 y una carga máxima para elevar de 1000 kg, siendo este el peso con el cual se diseñó anteriormente. La distancia entre centros del sinfín a la corona para este tamaño de gato es de 40 mm, el cual es la distancia más cercana a la calculada en el diseño del sinfín-corona ( $a = 37,5 \text{ mm}$ ). Se deberá volver a calcular una vez más todos los parámetros para verificar si cumplen los demás ítems del gato mecánico.

$$m = \frac{a}{0,5 (q + z_2)} = \frac{40 \text{ mm}}{0,5 (10 + 40)} \quad (121)$$

$$m = 1,6 \text{ mm} \quad (122)$$

**Figura 25. Valores de los parámetros de diseño del sinfín-corona ( $a = 40mm$ )**

PARÁMETROS			MÓDULO	
			1,6	
			Tornillo sinfín	Corona
Distancia entre centros	mm	$a$	40	
Paso	mm	$p$	5,027	
Altura del diente	mm	$h$	3,6	-
Diámetro Primitivo	mm	$dp - Dp$	16	64
Diámetro exterior	mm	$de - De$	19,2	67,2
Diámetro interior	mm	$d - D$	12	60,16
Coeficiente del diámetro	-	$q$	10	
Coeficiente de desplazamiento	-	$x$	0	
Número de transmisión	-	$u$	20	
Concavidad Periférica	mm	$R$	-	6,4
Angulo de Abrazamiento	Rad	$\delta$	0,8988	-
Ancho de la Corona	mm	$b$	-	14,4
Longitud del Tornillo Sinfín	mm	$L$	21,44	-
Angulo de inclinación del diente de la rueda	Grados (°)	$\gamma$	-	11,3099
Rendimiento de la transmisión	-	$\eta$	0,8454	
Longitud Total de las Líneas de Contacto	mm	$B$	7,1904	
Coeficiente de Soplado Lateral	-	$\varepsilon_a$	1,8554	
Longitud de las Líneas de Contacto	mm	$l$	20,435	
Fuerza Normal	N	$F_n$	882,4459	
Fuerza resultante	N	$F_r$	295,9533	
Torque y Momento torsor	N.m	$T$	2,71	26,02
Fuerza Axial	N	$F_a$	813,125	338,75
Fuerza Tangencial	N	$F_t$	338,75	813,125
Esfuerzo a la Flexión	MPa	$\sigma_F$	45,6826	
Esfuerzo de Contacto	MPa	$\sigma_H$	3,4646	

Tras el nuevo cálculo con módulo de 1,6 y continuando con la verificación del gato mecánico, se decide trabajar a velocidad media (RN) indicados con rojo en la figura 24. Donde se obtiene.



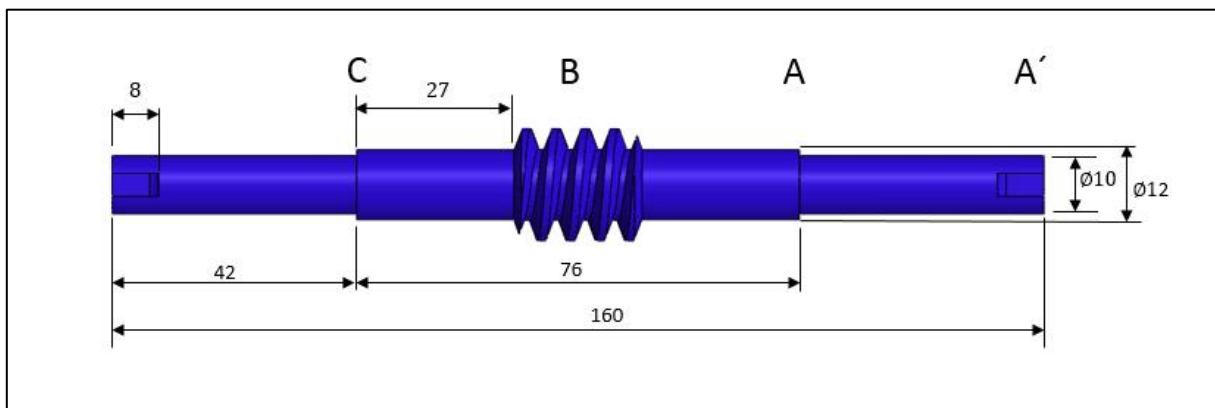
**Tabla 11. Comparativos parámetros de mecanismo de elevación**

GATO MECÁNICO MA10		DATOS OBTENIDOS
Relación-RN	1:20	1:20
Potencia máxima de trabajo Kw-RN	0,3	0,117
Par ( $N.m$ ) necesario en la entrada para arranque a plena carga-RN	2,6	2,71
Rendimiento estático-RN	0,15	0,48
Par ( $N.m$ ) necesario en el husillo a plena carga-RN	20	26,02

Con respecto a la tabla 11, el gato mecánico MA10 presenta una relación de 1 a 20, la potencia máxima de trabajo es de 0,3 Kw, el par necesario a la entrada para el arranque a plena carga es de 2,6  $N.m$  y el rendimiento estático es de 15%.

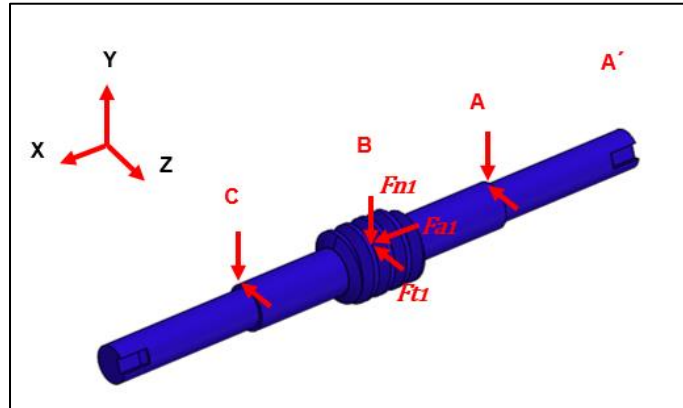
Por lo anterior se da cumplimiento a cada uno de los requerimientos del gato mecánico, ya que su relación es la misma que la calculada, a la entrada se tiene un par mayor que el requerido por el gato seleccionado siendo este de 2,71  $N.m$ , el rendimiento estático de 48% conservando que el sistema sea autobloqueante, por último, el par necesario en el husillo a plena carga es de 26,02  $N.m$ , el cual es mayor que el par requerido para el gato en cuestión. Tras validar la selección del gato mecánico de tornillo, se emplea para la instalación en el sistema de elevación.

**4.2.3 Diseño del árbol (tornillo sinfín).** Por último, se procede a determinar el factor de seguridad para el tornillo sinfín, ya que este elemento es el encargado de recibir la potencia entregada por el motor y transmitirla a la corona. Para esto se presenta un esquema del diseño tentativo para el mecanizado del tornillo y se realiza un diagrama de cuerpo libre de este, donde se muestran las fuerzas presentes.

**Figura 26. Esquema del tornillo sinfín y sus respectivas cotas**

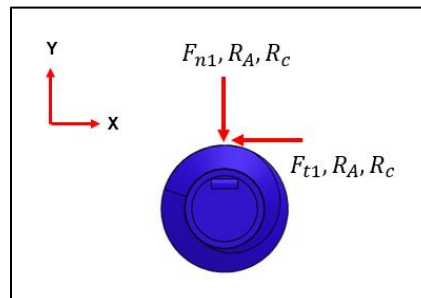
Ahora se procede a construir los diagramas de: a) fuerzas cortantes, b) momento flector, c) momento torsor y d) carga axial.

**Figura 27. Cargas presentes en el tornillo sin sín**

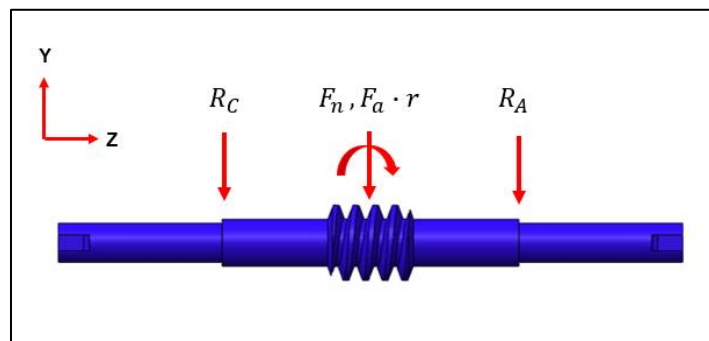


- Fuerza cortante y momento flector.

**Figura 28. Cargas en el plano XY**



**Figura 29. Cargas en el plano ZY**



$\Sigma M_A :$ 

$$d \cdot F_n + d \cdot R_c - F_a \cdot \frac{dp}{2} = 0 \quad (123)$$

$$44,72 \text{ mm} \cdot 882,45 \text{ N} + 89,44 \text{ mm} \cdot R_c - 813,13 \text{ N} \cdot \frac{16 \text{ mm}}{2} = 0 \quad (124)$$

$$R_c = \frac{8 \text{ mm} \cdot 813,13 \text{ N} - 44,72 \text{ mm} \cdot 882,45 \text{ N}}{89,44 \text{ mm}} = 368,494 \text{ N} \quad \uparrow \quad (125)$$

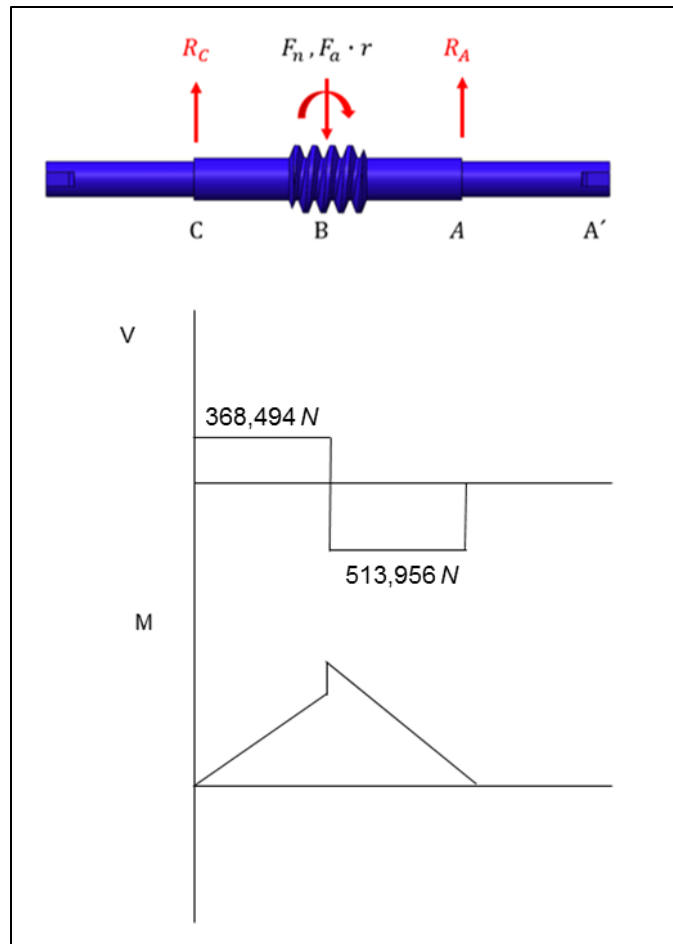
 $\Sigma F_y :$ 

$$R_A + F_n - R_c = 0 \quad (126)$$

$$R_A = 368,494 \text{ N} - 882,45 \text{ N} \quad (127)$$

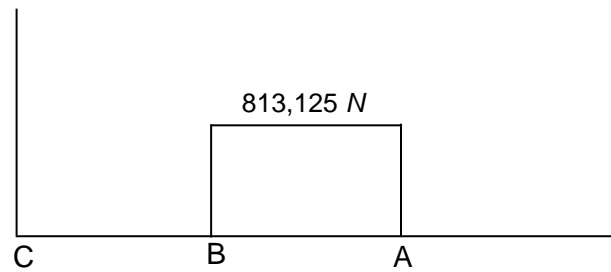
$$R_A = 513,956 \text{ N} \quad \uparrow \quad (128)$$

**Figura 30. Diagramas de fuerza cortante y momento flector plano ZY**



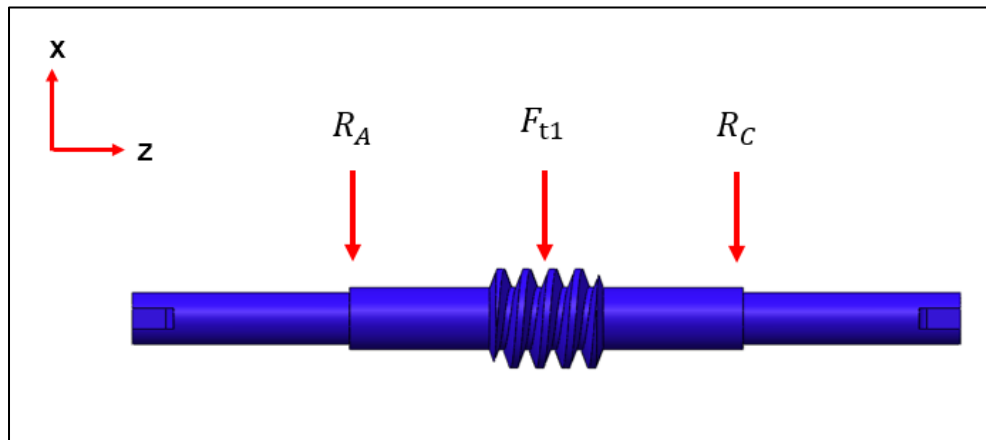
$$\begin{aligned}
 M_C &= 0 \text{ N} \cdot \text{mm} \\
 M_{F_n} &= 16479,05 \text{ N} \cdot \text{mm} \\
 M_{F_{a,r}} &= 22984,09 \text{ N} \cdot \text{mm} \\
 M_A &= 0 \text{ N} \cdot \text{mm}
 \end{aligned}$$

Carga axial



La carga axial varía de acuerdo con el sentido de giro del tornillo sinfín, al cambiar de sentido esta fuerza estará entre los puntos B y C.

**Figura 31. Cargas en el plano ZX**



$\sum M_A :$

$$d \cdot F_t + d \cdot R_c = 0 \quad (129)$$

$$44,72 \text{ mm} \cdot 338,75 \text{ N} + 89,44 \text{ mm} \cdot R_c = 0 \quad (130)$$

$$R_c = \frac{-44,72 \text{ mm} \cdot 338,75 \text{ N}}{89,44 \text{ mm}} = 169,375 \text{ N} \quad \uparrow \quad (131)$$

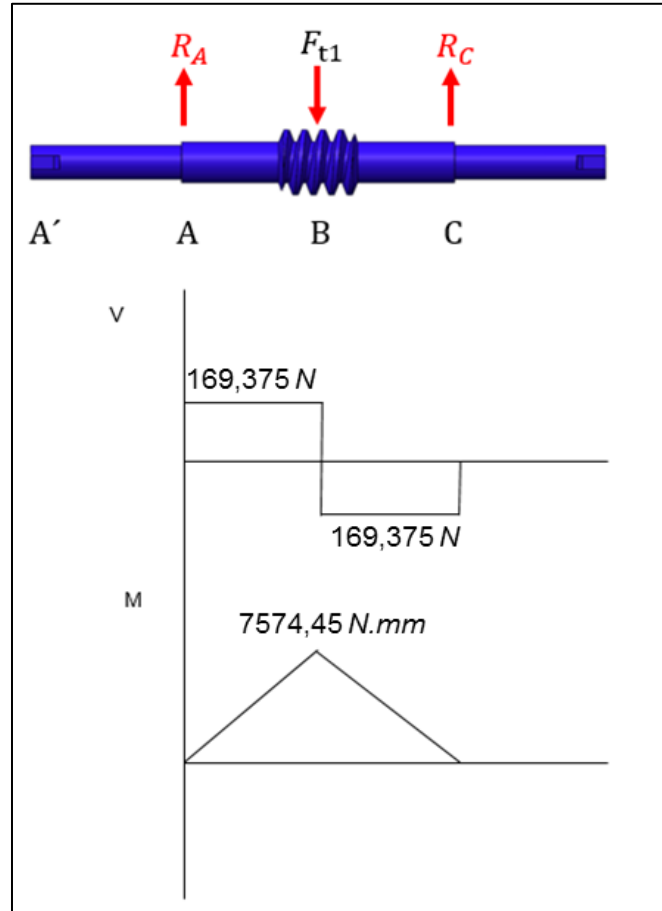
$\Sigma F_x :$

$$R_A + F_t - R_C = 0 \quad (132)$$

$$R_A = 169,375 \text{ N} - 338,75 \text{ N} \quad (132)$$

$$R_A = 169,375 \text{ N} \quad \uparrow \quad (133)$$

**Figura 32. Diagramas fuerza cortante y momento flector plano ZX**



- Momento flector resultante

$$\Sigma M_{T1} = \sqrt{M_{ZY}^2 + M_{ZX}^2} \quad (134)$$

$$\Sigma M_{T1} = \sqrt{16479,05^2 + 7574,45^2} \quad (135)$$

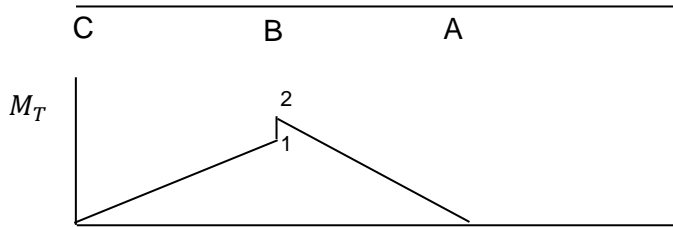
$$\Sigma M_{T1} = 18136,466 \text{ N.mm} \quad (136)$$

$$\sum M_{T2} = \sqrt{M_{ZY}^2 + M_{ZX}^2} \quad (137)$$

$$\sum M_{T2} = \sqrt{22984,09^2 + 7574,45^2} \quad (138)$$

$$\sum M_{T2} = 24200,014 \text{ N.mm} \quad (139)$$

### Diagrama



$$M_{T1} = 18136,466 \text{ N.mm}$$

$$M_{T2} = 24200,014 \text{ N.mm}$$

De acuerdo con los resultados obtenidos, son considerados como críticos los puntos A, B, C. Seguido esto, se verifica cuál de los tres métodos para el análisis por fatiga de árboles se adapta al diseño realizado. Este método será el adoptado por Faires, la cual tiene por ecuación:

$$\frac{1}{N} = \sqrt{\left(\frac{S_m}{S_y} + \frac{[K_{ff}S_a]}{S_{nMF}}\right)^2 + \left(\frac{S_{ms}}{S_{ys}} + \frac{K_{ff(T)}S_{as}}{S_{ns}}\right)^2} \quad ; \text{ si } S_m \geq 0 \quad (140)$$

donde:

$S_m, S_{ms}$  son *esfuerzo medio* y *cortante* respectivamente

$S_y$  resistencia de fluencia a la tracción

$S_{ys} = 0,577S_y$ ,  $S_{ns} = 0,577S_{nMF}$  para la TECO/von Mises

$S_a, S_{as}$  *esfuerzo alternativo* y *alternativo cortante* respectivamente

$K_{ff}$  factor de concentración de esfuerzos por fatiga para vida finita

$S_n$  resistencia a la fatiga corregida

$S_{nMF} = k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_e \cdot S_e'$

El esfuerzo alternativo cortante es igual a cero ( $S_{as} = 0$ ), quedando la ecuación de Faires de la siguiente forma.

$$\frac{1}{N} = \sqrt{\left(\frac{S_m}{S_y} + \frac{[K_{ff}S_a]}{S_{nMF}}\right)^2 + \left(\frac{S_{ms}}{S_{ys}}\right)^2} \quad (141)$$

Determinando los factores que afectan la resistencia a la fatiga tenemos que.

$k_a = 0,58$  Factor de superficie laminado en caliente con un esfuerzo ultimo de 365 MPa

$k_b = 0,8$  Factor de tamaño, entre diámetros  $8 \leq d \leq 51 \text{ mm}$

$k_c = 0,702$  Factor de confiabilidad de 99,99%

$k_d = 1$  Factor de temperatura

$k_e = 1$  Factor de efectos varios

$k_{ff} = k_f = 1$  Factor de concentrador de esfuerzos

$$S_e' = 0,5S_u \quad (142)$$

$$S_e' = 0,5 \cdot 635 \text{ MPa} \quad (143)$$

$$S_e' = 317,5 \text{ MPa} \quad (144)$$

$$S_{nMF} = k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot S_e' \quad (145)$$

$$S_{nMF} = 0,58 \cdot 0,8 \cdot 0,702 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 317,5 \text{ MPa} \quad (146)$$

$$S_{nMF} = 103,41864 \text{ MPa} \quad (147)$$

Conociendo las propiedades mecánicas del material que será empleado para el tornillo sin fin (níquel-cromo-molibdeno), se tiene que la resistencia de fluencia a la tracción es de 360 a 390 MPa. Se toma  $S_y = 375 \text{ MPa}$ .

$$S_{ys} = 0,577S_y \quad (148)$$

$$S_{ys} = 0,577 \cdot 375 \text{ MPa} \quad (149)$$

$$S_{ys} = 216,375 \text{ MPa} \quad (150)$$

Los esfuerzos restantes se determinan:

•

$$S_m = \frac{F}{A} = \frac{813,125 \text{ N}}{\frac{\pi}{4} \cdot (19,2 \text{ mm})^2} \quad (151)$$

$$S_m = 2,808 \text{ MPa} \quad (152)$$

•

$$S_a = \frac{MC}{I} = \frac{32M}{\pi d^3} = \frac{32 \cdot 24200,014 \text{ N} \cdot \text{mm}}{\pi \cdot (19,2 \text{ mm})^3} \quad (153)$$

$$S_a = 34,8267 \text{ MPa} \quad (154)$$

•

$$S_{ms} = \frac{TC}{J} = \frac{16T}{\pi d^3} = \frac{16 \cdot 2,71 \text{ N} \cdot \text{mm}}{\pi \cdot (19,2 \text{ mm})^3} \quad (155)$$

$$S_{ms} = 1,95 \times 10^{-3} \text{ MPa} \quad (156)$$

Una vez determinadas las variables de la ecuación de diseño, se procede a reemplazar y determinar el factor de seguridad.

$$\frac{1}{N} = \sqrt{\left(\frac{2,808 \text{ MPa}}{375 \text{ MPa}} + \frac{[1 \cdot 34,8267 \text{ MPa}]}{103,41864 \text{ MPa}}\right)^2 + \left(\frac{1,95 \times 10^{-3} \text{ MPa}}{216,375 \text{ MPa}}\right)^2} \quad (157)$$

$$\frac{1}{N} = \sqrt{0,11850 + 8,12185 \times 10^{-11}} \quad (158)$$

$$N = 2,9049 \quad (159)$$

El valor obtenido para el factor de seguridad es un valor conservador el cual se garantiza el funcionamiento óptimo del mecanismo de elevación, ya que este será capaz de soportar aproximadamente tres veces su carga y se encuentra dentro de los valores recomendados por Faires según la carga bajo un análisis por fatiga. [25]



## CAPÍTULO 5

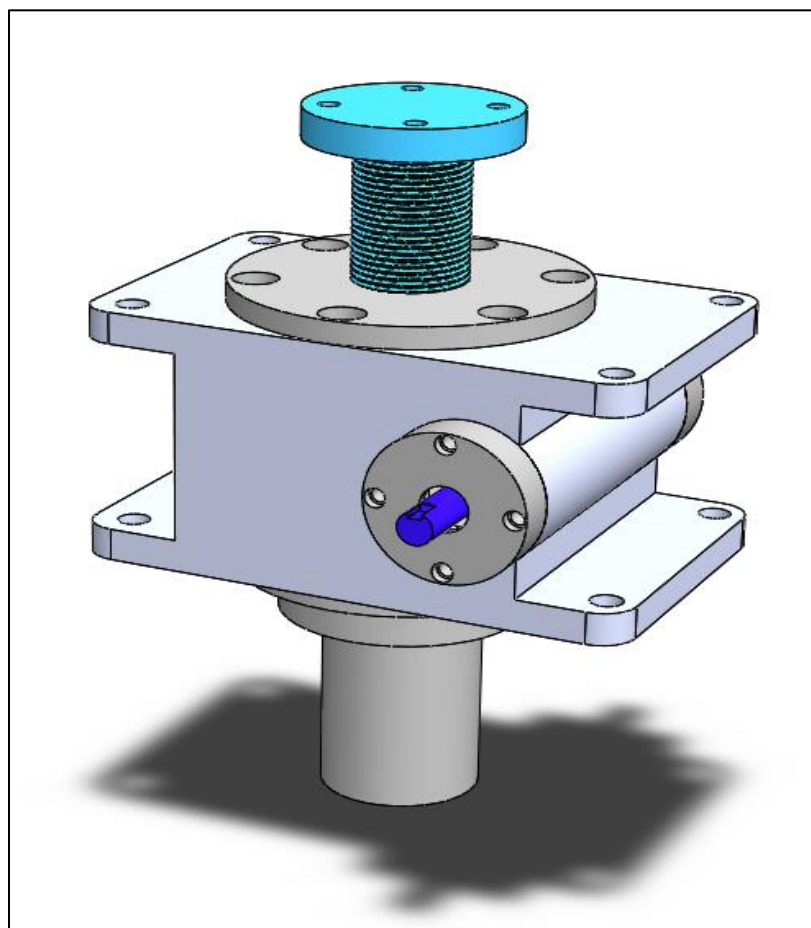
### VALIDACIÓN DEL SISTEMA

Este capítulo describe el proceso de simulación del sistema de elevación con la ayuda de la herramienta computacional Solidworks con base en los cálculos del capítulo anterior. En ella se practica análisis de tensión por el método Von Mises, análisis de desplazamiento y factor de seguridad, los cuales permiten verificar y validar los datos obtenidos con los realizados teóricamente. A continuación, se describe cada una de las piezas que conforman el sistema de elevación.

#### 5.1 Sistema de elevación

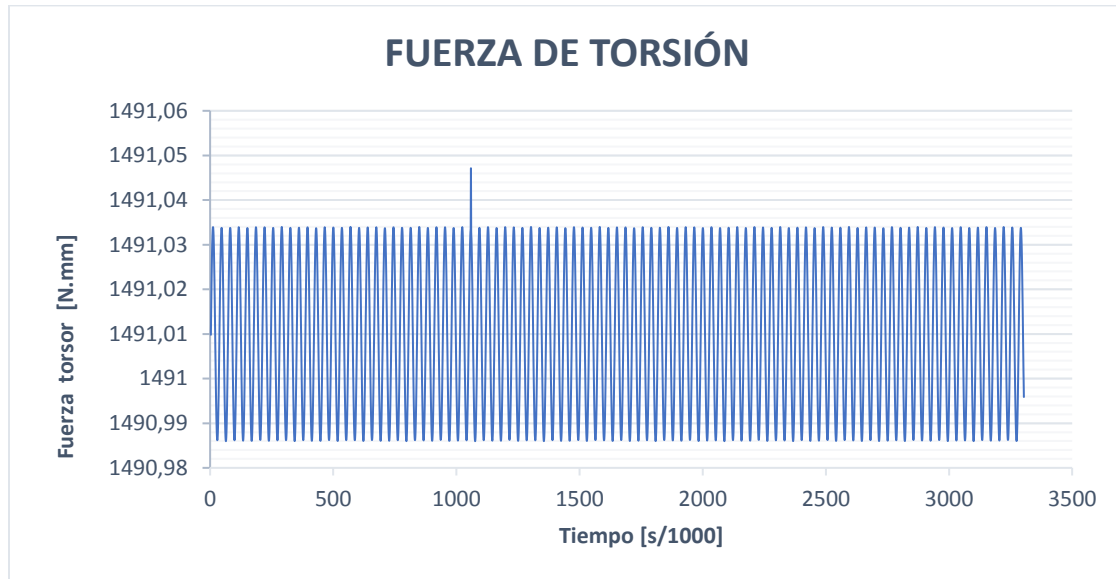
El sistema de elevación está conformado por el tornillo sinfín, la corona, el husillo, carcasa y demás elementos los cuales permiten el correcto montaje de las anteriores piezas como los bujes, tapas y rodamientos, este último se construye a partir de catálogos comerciales con respecto al diámetro de la pista interna.

**Figura 33. Geometría del sistema**

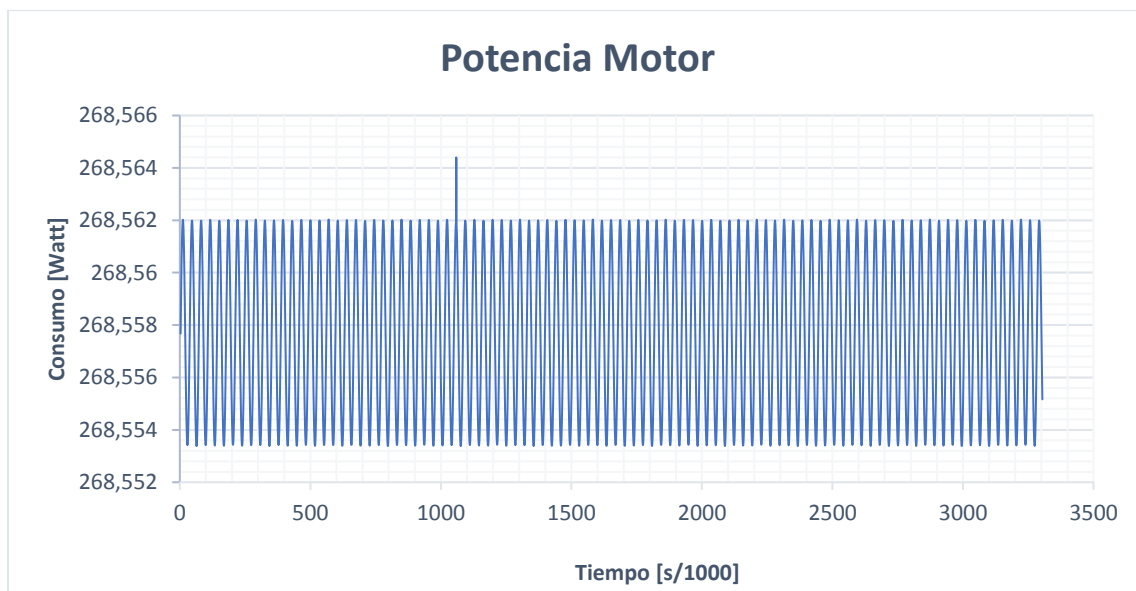


**5.1.1 Resultados.** Tras realizar la simulación de movimiento para el sistema de elevación, en la que se efectuó tomando una velocidad angular de  $180,118 \text{ rad/s}$  para elevar una carga igual a una tonelada en  $3.3 \text{ s}$ , adicional a esto se tuvo en cuenta la gravedad ( $9,806 \text{ m/s}^2$ ), esta simulación es ideal ya que no se tuvo en cuenta la fricción. En las figuras 54 y 55 se observan los resultados de esta simulación para valores de potencia del motor y Fuerza de torsión de este.

**Figura 34. Fuerza de torsión del motor**



**Figura 35. Potencia del motor**



Comparando la potencia entregada por el motor en la figura 35 con la potencia calculada teóricamente, se nota un incremento en ella, por la variación en la velocidad de giro y tiempo con la que se llevó a cabo la simulación, siendo un alrededor de dos puntos dos veces (2,2) su potencia.

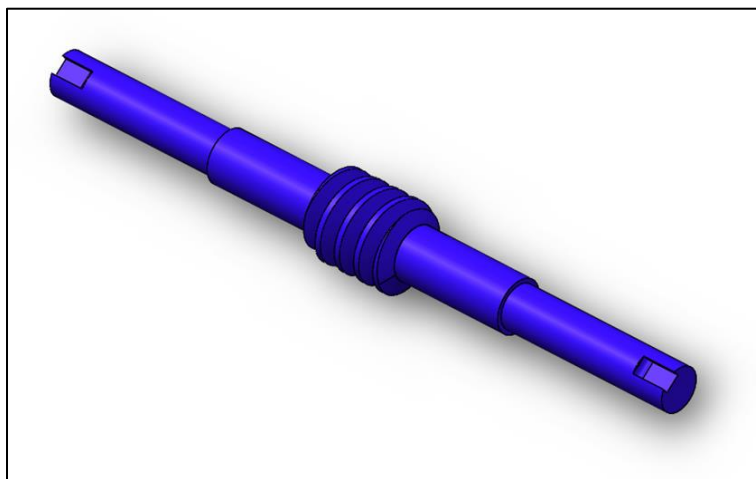
De lo anterior se puede verificar que, en un tiempo de operación de un segundo, se presenta la condición de operación más crítica. Este instante se utilizó para corroborar la integridad estructural de los componentes móviles e inmóviles del sistema.

## 5.2 Tornillo sinfín

El tornillo sinfín es la pieza la cual transmite a los demás componentes del sistema la potencia entregada por el motor. Este caso se realiza la simulación con un motor de 1720 rpm a 60 Hz, datos obtenidos tras cálculos anteriores.

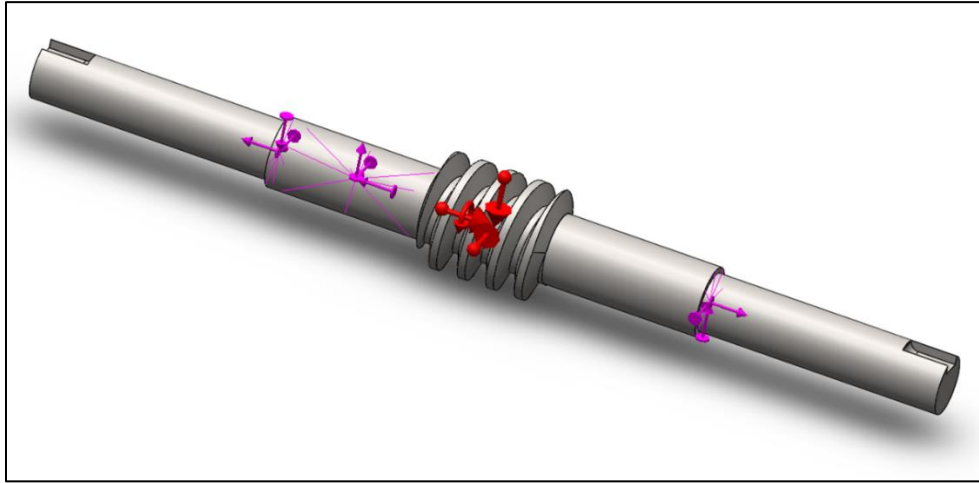
**5.2.1 Geometría y material.** Con base en los resultados obtenidos anteriormente, el tornillo sinfín se construye centrado sobre un árbol cuya longitud es de ciento sesenta milímetros (160 mm), veinte milímetros (20 mm) para el diámetro mayor, se elabora una reducción en ambos lados del sinfín a una distancia de veintisiete milímetros (27 mm) y no mayor al veinte por ciento del diámetro (20%) para evitar concentración de esfuerzos y en sus extremos unos chaveteros para el acople y entrega de potencia del motor. El material seleccionado es un acero aleado níquel-cromo-molibdeno (21NiCrMo2) el cual con pruebas experimentales posteriores a un tratamiento térmico llega a alcanzar una dureza de 55 rockwell C (HRC 55) y un esfuerzo de fluencia entre trescientos sesenta y trescientos noventa mega pascales (360 MPa y 390 MPa), un módulo elástico de  $2.05 \times 10^{11} \text{ Pa}$ , límite elástico de  $820 \times 10^6 \text{ Pa}$  garantizando gran tenacidad en el núcleo y dureza superficial. En la siguiente imagen se puede apreciar la pieza creada del tornillo sinfín [26].

**Figura 36. Geometría del tornillo sinfín**



**5.2.2 Condiciones de frontera.** En las condiciones de fronteras la herramienta SolidWorks trabaja con una técnica llamada Weak Springs la cual equilibra el sistema. Se agrega la velocidad angular igual a  $180,118 \text{ rad/s}$  y una aceleración de  $9,806 \text{ m/s}^2$  cargas que se ilustran en la figura 27 de color rojo y las cargas remotas que son demostradas de color morado. Se selecciona esta velocidad angular para elevar el husillo un metro en 3,3 segundos.

**Figura 37. Cargas del tornillo sinfín**



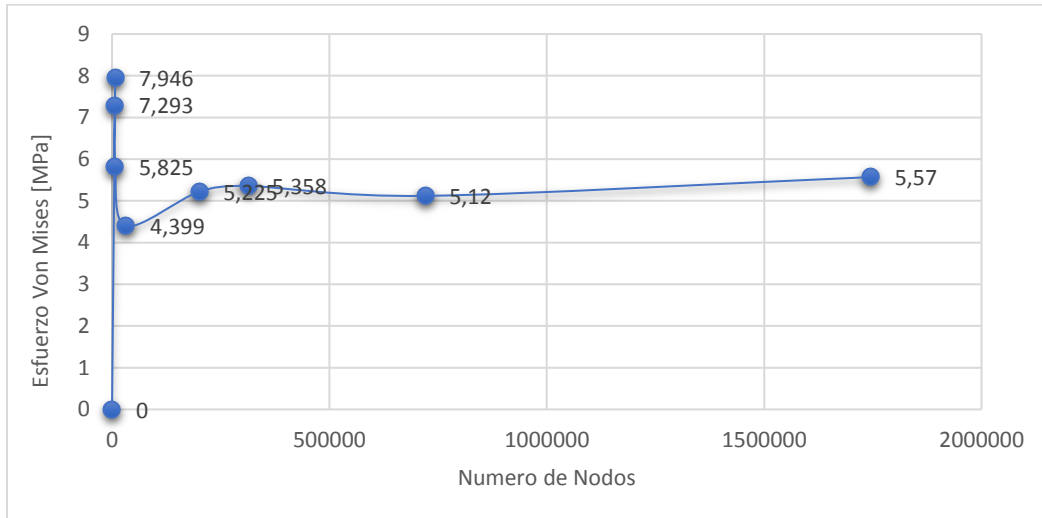
**5.2.3 Análisis de independencia de malla.** Este análisis computacional es practicado con fines de hallar el tamaño de malla limite, permitiendo discretizar la geometría del modelo para obtener predicciones independientes en cualquier disminución de la malla. Para ello se muestra la siguiente tabla donde se modifica el tamaño de malla para obtener la gráfica de tensión vs número de nodos y así poder visualizar el valor de convergencia.

**Tabla 12. Datos de esfuerzos a tensión del tornillo sinfín**

TORNILLO SINFIN		
ELEMENTO (mm)	NUMERO DE NODOS	ESFUERZO VON MISES (GPa)
-	0	0
8	7287	7,946
6	6545	7,293
4	7003	5,825
2	32777	4,399
1	201208	5,225
0,8	313646	5,358
0,6	720768	5,12
0,4	1745072	5,57

Entre menor sea el valor del elemento más fino es el mallado, se obtiene datos hasta un tamaño de 0,4 mm para el mallado, debido a que para valores inferiores a este la computadora con la que se efectuó el estudio no lo permitió.

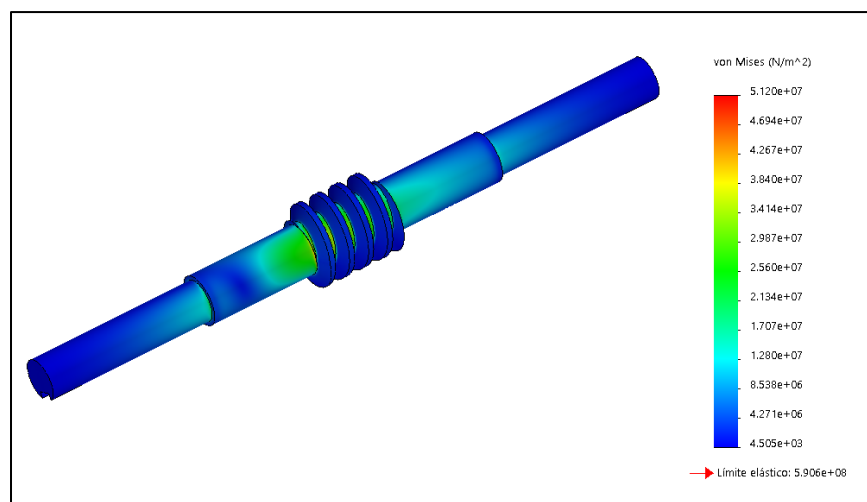
**Figura 38. Esfuerzo vs numero de nodos del tornillo sinfín**



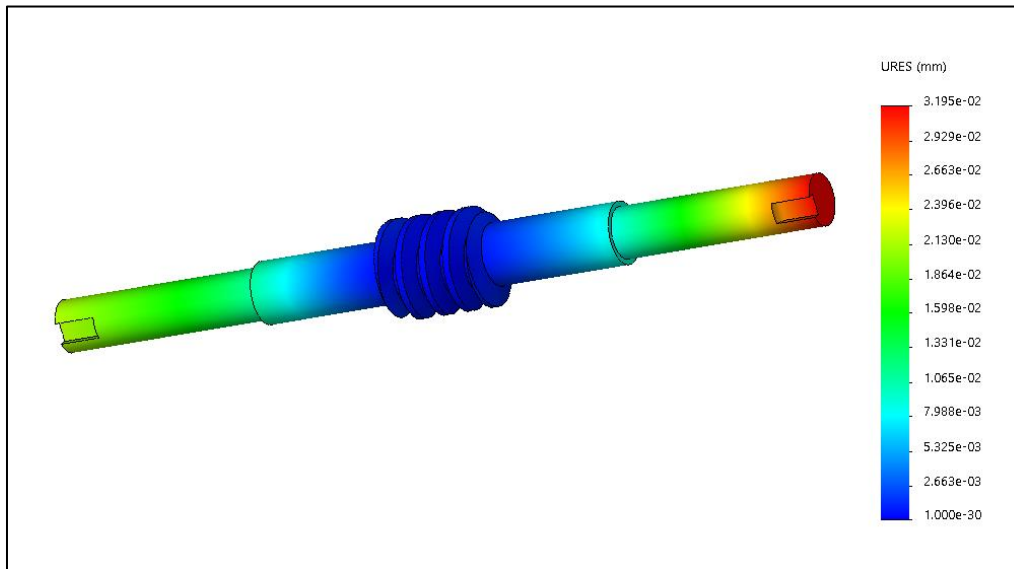
Basados en la figura 35 se elige tamaño de malla 0,6 mm (720768 nodos) para realizar el estudio. A continuación, se muestra la pieza tras practicar la simulación para ese tamaño de malla.

**5.2.4 Resultados.** Con el valor elegido al que la malla tiende, se efectuó la simulación para obtener los datos de los análisis y factor de seguridad de la pieza discretizada.

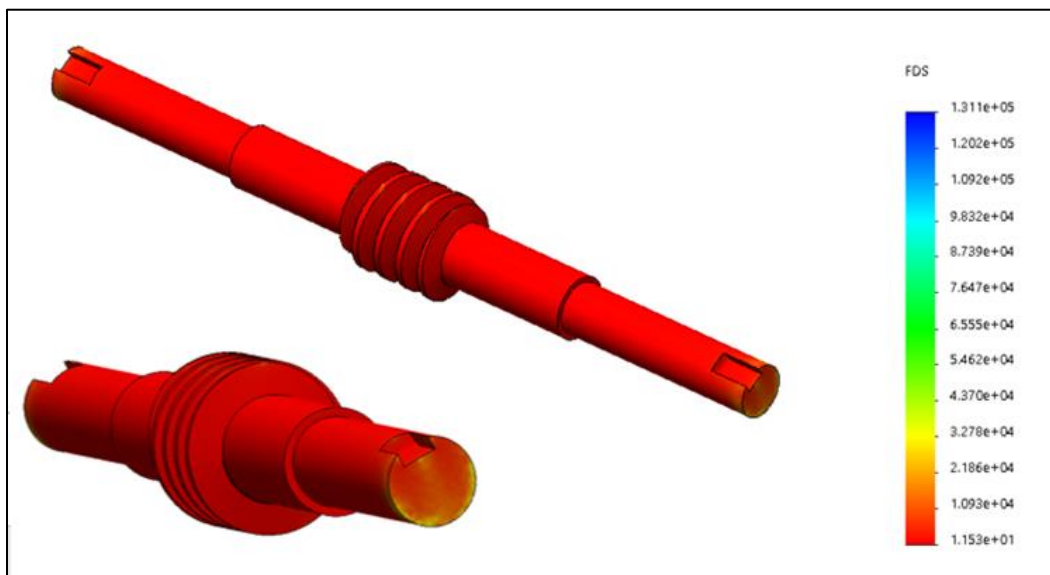
**Figura 39. Análisis de esfuerzo a tensión del tornillo sinfín**



**Figura 40. Análisis de desplazamiento del tornillo sinfín**



**Figura 41. Factor de seguridad del tornillo sinfín**



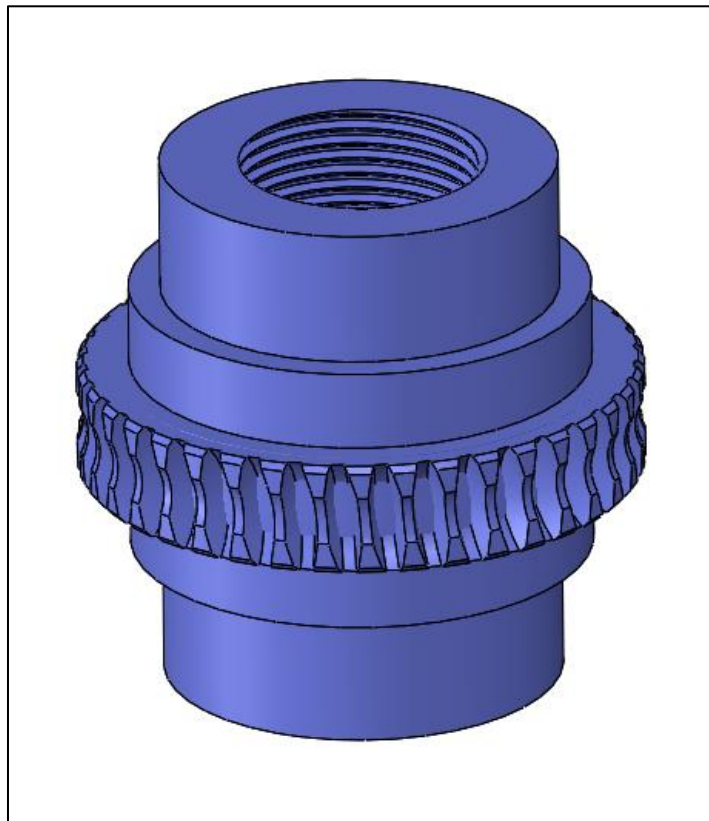
Con las figuras 39 y 40 se puede observar el poco esfuerzo al que está sometida la pieza siendo un poco mayor en el sinfín presentando deformación en un extremo del elemento siendo este la entrada de la potencia, se valida el tornillo sinfín garantizado por el valor de seguridad mayor a uno (1) en la totalidad de la pieza, la integridad estructural y el correcto funcionamiento para el sistema de elevación se cumple.

### 5.3 Corona

Este elemento recibe la potencia transmitida por el tornillo sinfín y a su vez provoca el movimiento vertical y centrado del husillo.

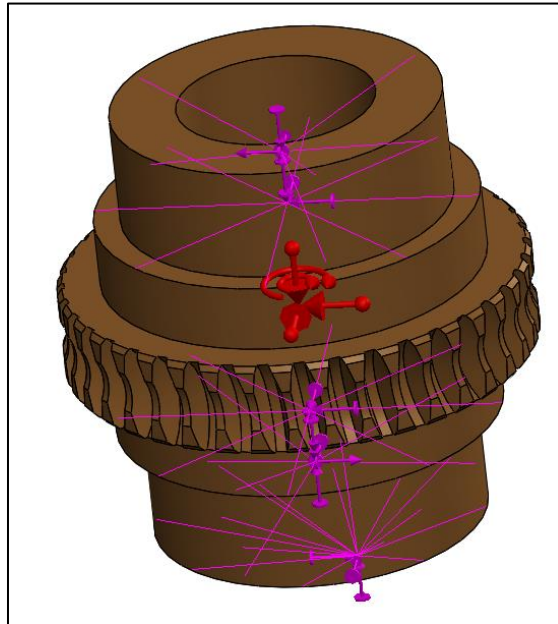
**5.3.1 Geometría y material.** La corona tiene un diámetro exterior de (67,2 mm) la cual se encuentra centrada en un árbol cuyos diámetros son cincuenta y ocho milímetros (58 mm) y cincuenta milímetros (50 mm), conservando no mayor al 20% de reducción para evitar concentración de esfuerzo y su longitud es de (68,4 mm). Este eje es taladrado con un tamaño de rosca de 30x2 para localizar el husillo el cual se desplazará verticalmente por el orificio. El material empleado es bronce con baño de estaño (CuSn12-C-GZ) con dureza rockwell B de cincuenta y dos (HRB 52), modulo elástico de  $1,1 \times 10^{11} Pa$ , límite de tracción  $261,96 \times 10^6 Pa$ , esta aleación presenta muy buena resistencia a la corrosión, alta resistencia al impacto y buen trabajo en caliente.

**Figura 42. Geometría de la corona**



**5.3.2 Condiciones de frontera.** La velocidad angular para la corona es de 34,222 rad/s con una aceleración de  $9,806 \text{ m/s}^2$ , representadas de color rojo y 10 cargas remotas por parte del sistema de color morado

**Figura 43. Cargas de la corona**



**5.3.3 Análisis de independencia de malla.** Al igual que el tornillo sinfín se practica el mismo procedimiento para este análisis y estudio de simulación.

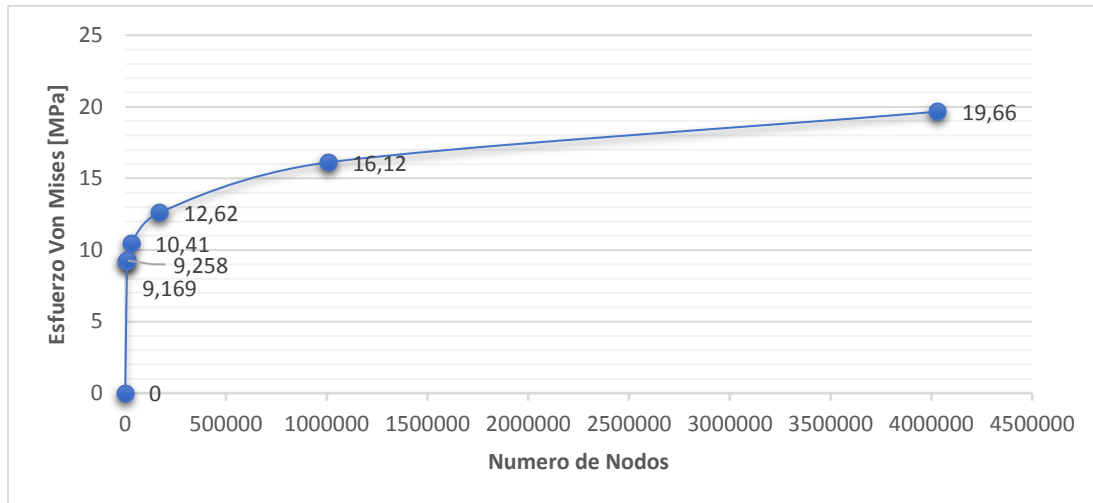
**Tabla 13. Datos de esfuerzos a tensión de la corona**

CORONA		
ELEMENTO (mm)	NUMERO DE NODOS	ESFUERZO VON MISES
-	0	0
8	9118	9,169
6	13117	9,258
4	29755	10,41
2	171921	12,62
1	1008207	16,12
0,8	2405149	25
0,6	4033235	19,66



Con estos valores se procede a efectuar la gráfica para ver el comportamiento y el valor convergente de esfuerzo.

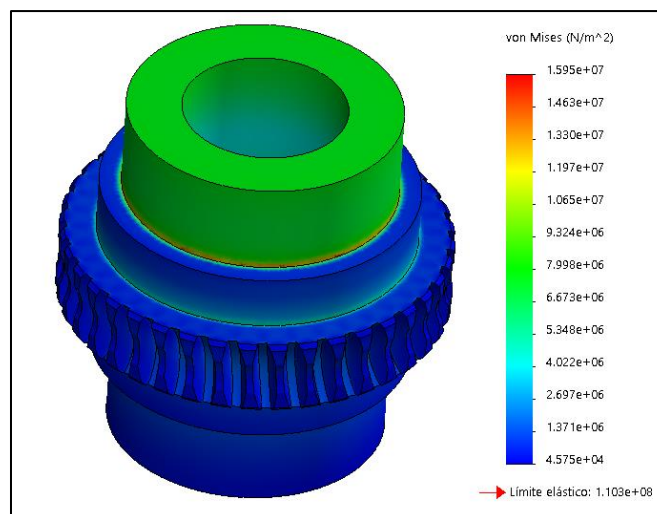
**Figura 44. Esfuerzo vs numero de nodos**

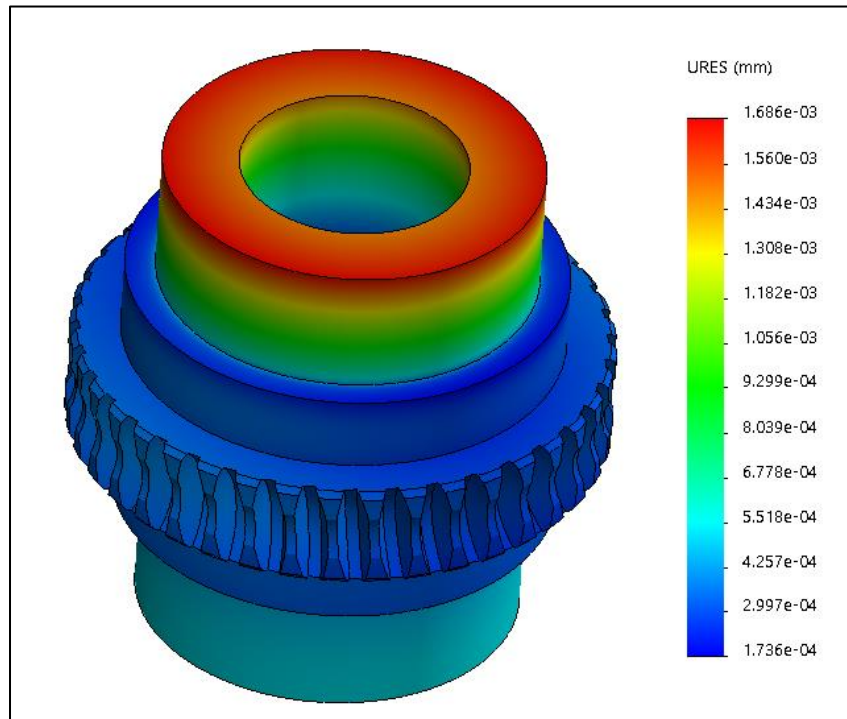
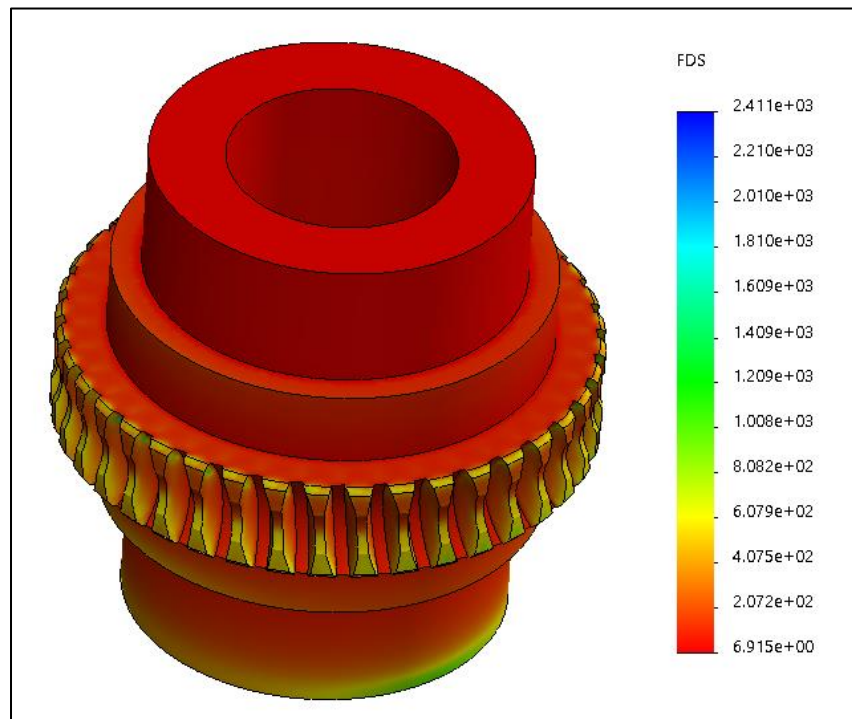


Se observa un pico inusual para un tamaño de 0,8 mm, este valor se debe a una singularidad en el esfuerzo, por tal motivo se opta por realizar la simulación con un tamaño de malla de 1 mm (1008207 nodos), es posible tomar este dato ya que es un valor aledaño a presentarse la singularidad, no es posible realizar un tamaño menor a 0,6 mm por las capacidades de la computadora.

**5.3.4 Resultados.** Después de realizada la simulación se obtiene.

**Figura 45. Análisis de esfuerzo a tensión de la corona**



**Figura 46. Análisis de desplazamiento de la corona****Figura 47. Factor de seguridad de la corona**

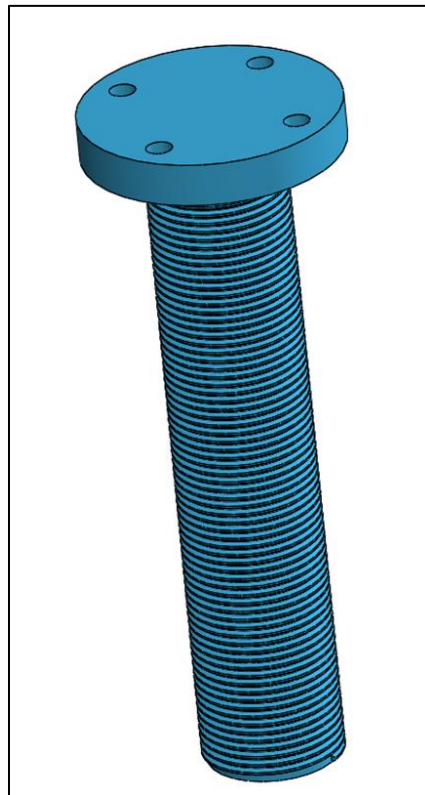
Con la simulación se corrobora y garantiza el correcto funcionamiento de la pieza bajo cargas estáticas, su factor de seguridad más bajo es mucho mayor a uno y garantizando la integridad estructural. Se presenta el mayor esfuerzo y deformación a uno de sus extremos sin provocar alteración en la funcionalidad del sistema de elevación.

#### 5.4 El Husillo

Esta pieza es conducida por la corona y depende del sentido de giro del motor para subir o bajar el peso de los elementos aeronáuticos empleados en las líneas de ensamblaje.

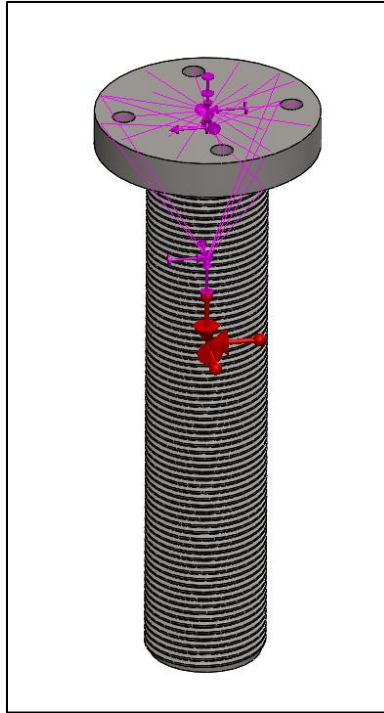
**5.4.1 Geometría y material.** El husillo es construido a partir del diámetro interno del árbol donde se encuentra la corona, realizando una roscado igual al practicado en la corona (M30x2) y en su parte superior un soporte circular de sesenta milímetros (60 mm) de diámetro y diez milímetros de ancho (10 mm), se elabora con acero aleado níquel-cromo-molibdeno de dureza alrededor de los 55 rockwell C, con esfuerzos de fluencia entre 360 MPa y 390 MPa obteniendo dureza superficial y tenacidad en el núcleo.

**Figura 48. Geometría del Husillo**



**5.4.2 Condiciones de frontera.** Las cargas presentes en el husillo es la aceleración de  $9,806 \text{ m/s}^2$  de color rojo y tres cargas remotas de color morado.

**Figura 49. Cargas del husillo**

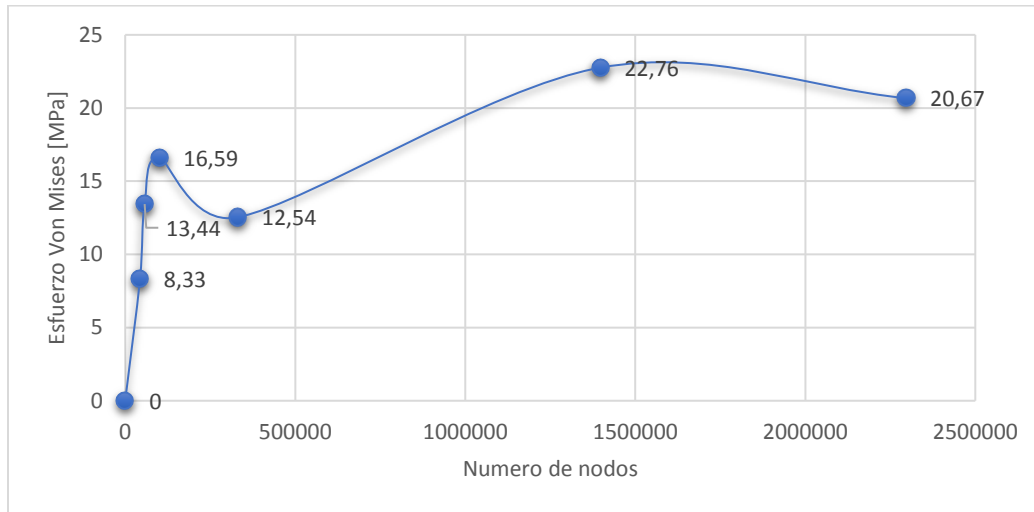


**5.4.3 Análisis de independencia de malla.** Nuevamente se realiza los procedimientos anteriores.

**Tabla 14. Datos de esfuerzos a tensión del husillo**

HUSILLO		
ELEMENTO (mm)	NUMERO DE NODOS	ESFUERZO VON MISES
-	0	0
8	43540	8,33
6	57149	13,44
4	101037	16,59
2	331371	12,54
1	1397404	22,76
0,8	2296614	20,67

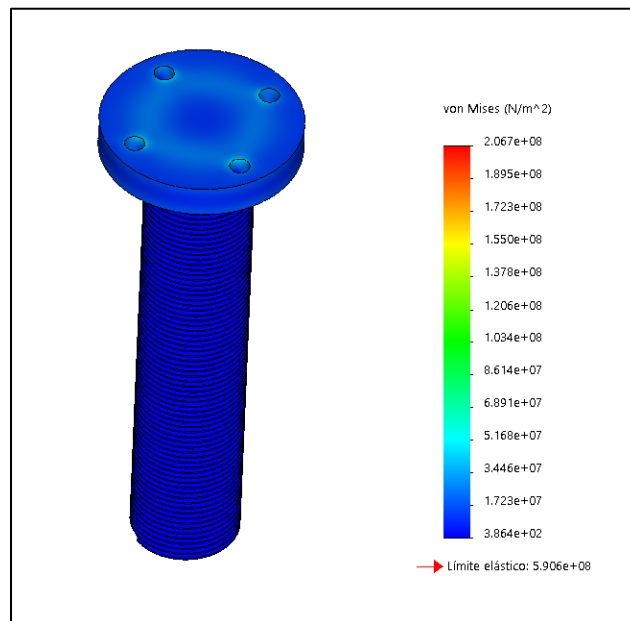
**Figura 50. Esfuerzo vs numero de nodos del husillo**

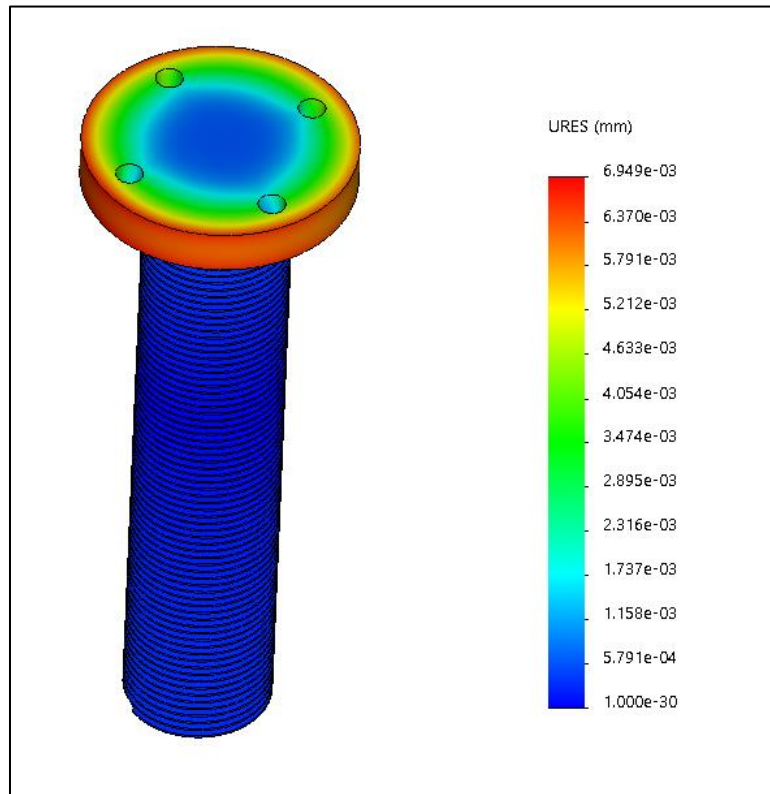
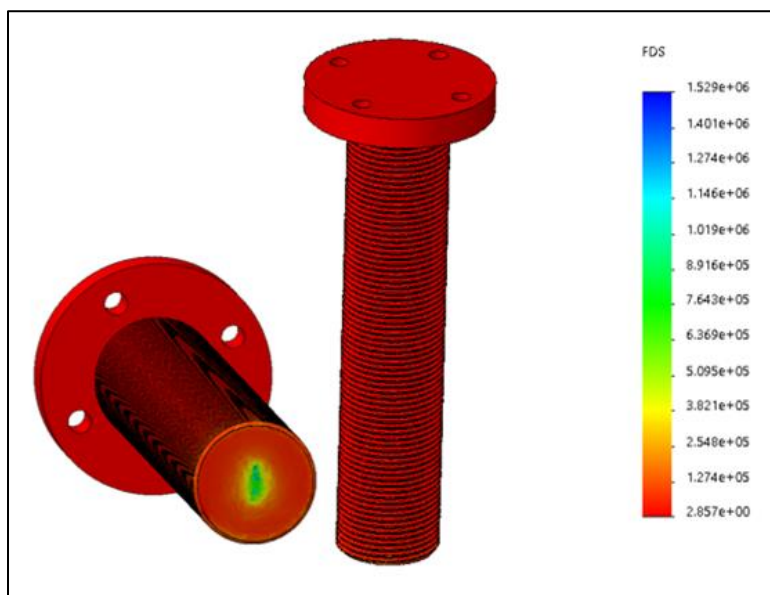


Se toma como valor de trabajo un tamaño de 0,8 mm (2296614 nodos), aunque se presentan singularidades en el esfuerzo, es posible predecir la tendencia de la gráfica, el cual converge a un valor cercano a un esfuerzo de  $20 \times 10^7 \text{ Pa}$  con un mallado más fino.

**5.4.4 Resultados.** Con el valor elegido se realiza la simulación obteniendo como resultado lo siguiente.

**Figura 51. Análisis de esfuerzo a tensión del husillo**



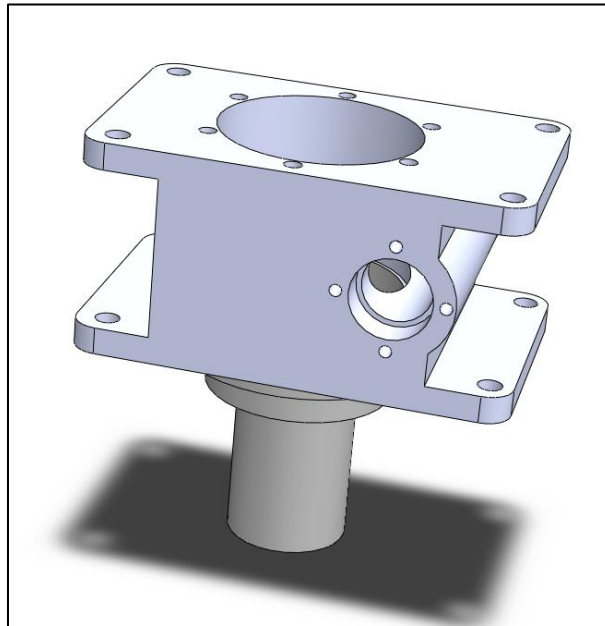
**Figura 52. Análisis de desplazamiento del husillo****Figura 53. Factor de seguridad del husillo**

Al igual que las piezas anteriormente expuestas este cumple con la integridad estructural, con un factor de seguridad conservador, con mayor factor de seguridad en la parte media de este, debido al material empleado, no presenta un gran esfuerzo y su deformación es mínima.

**5.5 Carcasa.** La carcasa es el elemento el cual soporta y protege las piezas que conforman el sistema de elevación.

**5.5.1 Geometría y material.** La carcasa se diseña de forma rectangular con facilidad para el ensamble de todos los elementos del sistema de elevación y facilidad en el montaje en el sistema de transporte terrestre, conservando la integridad estructural. Sus dimensiones son (79.7 mm) de alto, cien milímetros (100 mm) de ancho y ciento sesenta de largo (160 mm). La carcasa en la zona donde está localizado el tornillo sinfín posee los topos para los rodamientos en ambos extremos al igual para la corona. Este elemento es construido con un material de gran tenacidad en el núcleo y dureza superficial, con densidad de masa igual a  $7850 \text{ kg/m}^3$ , modulo cortante de  $8 \times 10^{10} \text{ N/m}^2$ , el cual es el acero aleado níquel-cromo-molibdeno.

**Figura 54. Geometría de la Carcasa**

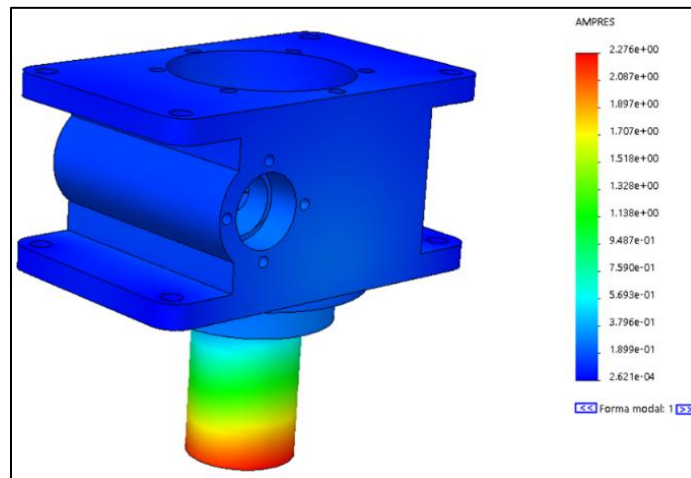


**5.5.2 Modos normales.** Los modos normales o frecuencias naturales son frecuencias a las cuales una estructura oscilará al presentar una perturbación, cada elemento deformable presenta una oscilación única. Para ello se realiza un análisis con 16 modos.

**Tabla 15. Modos normales de la carcasa**

CARCASA			
Nº de modo	Frecuencia (Rad/s)	Frecuencia (Hertz)	Período (Segundos)
1	26644	4240,6	0,00023582
2	27661	4402,4	0,00022715
3	39190	6237,3	0,00016033
4	42639	6786,2	0,00014736
5	45043	7168,8	0,00013949
6	50691	8067,7	0,00012395
7	51619	8215,4	0,00012172
8	56954	9064,5	0,00011032
9	58133	9252,1	0,00010808
10	62427	9935,5	0,00010065
11	66369	10563	9,47E-02
12	67166	10690	9,35E-01
13	67410	10729	9,32E-01
14	68716	10936	9,14E-01
15	72980	11615	8,61E-01
16	76432	12165	8,22E-01

Para validar de que el elemento no se encuentre en resonancia, inicialmente se calcula la velocidad angular del motor, la cual es de 1720 rpm (28,66 Hz). Con este valor, se compara con los modos normales de vibración estimados, donde se puede concluir que la estructura no se encuentra en resonancia bajo la acción del motor, este valor no alcanza ni siquiera el primer modo normal (4240,6 Hz) [27].

**Figura 55. Frecuencia de resonancia de la carcasa**



## CAPÍTULO 6

### CONCLUSIONES, APORTES Y RECOMENDACIONES

#### 6.1 Conclusiones

De todas las configuraciones de distribución posibles para el sistema de elevación tipo columna, fue seleccionada como la mejor configuración para el sistema de elevación tipo monoaccionada, por su capacidad de trabajo independiente, alta entrega de potencia y pocos elementos de conexión con respecto a los demás, supliendo las necesidades de las líneas de ensamblaje y acoplándose idóneamente al vehículo de transporte.

Se caracterizaron cada uno de los elementos aeronáuticos presentes en la línea de ensamble determinando para cada uno de ellos los valores de masa, forma y dimensiones generales, las cuales el sistema de transporte debe acarrear y el sistema de elevación soportar. Los datos obtenidos de este proceso se utilizaron en el posterior proceso de diseño del sistema de elevación con el fin de garantizar su integridad estructural.

Se realizaron los cálculos pertinentes al mecanismo que suplió los requerimientos por parte de las líneas de ensamble como capacidad de interactuar con otros sistemas, asegurar y mantener la posición de los elementos y ser compacto como lo fue el sinfín-corona. Para ello se aplicó la ecuación de diseño de análisis por fatiga adoptado por Faires para el elemento más crítico (tornillo sinfín) y teniendo en cuenta las recomendaciones de buenas prácticas de ingeniería, se pudo corroborar que el sistema de elevación propuesto es seguro, dando como resultado 2,9 estando entre los factores de seguridad recomendados basados en la resistencia máxima, garantizando la integridad estructural.

Con la herramienta computacional SolidWorks se llevó a cabo el modelado de las piezas, se efectuó la simulación y análisis por elementos finitos, mediante estudio en los esfuerzos a tensión, desplazamiento y factores de seguridad los cuales fueron valores sobredimensionados con respecto a los calculados teóricamente permitiendo validar la integridad estructural del sistema de elevación.

Mediante el diseño y la simulación para la validación del sistema de elevación se obtuvo las memorias de cálculo y planos permitiendo en un futuro brindar información técnica para el proceso de fabricación del sistema de elevación.

## 6.2 Aportes

Los aportes realizados en el presente proyecto son:

Brindar un método para diseñar un mecanismo de elevación, partiendo de una necesidad por parte de las líneas de ensamblaje, brindando una solución a una empresa en el sector aeronáutico para transportar y elevar las cargas requeridas. Los aspectos tratados pueden ser aplicados, en cualquier otro sector, teniendo como restricción el área y volumen donde se debe ubicar el sistema, cargas y formas de los elementos a soportar. De la misma forma se proporciona lo necesario para la simulación y posteriormente el material técnico para su fabricación.

Proporcionar diferentes configuraciones para la instalación del sistema de elevación en el vehículo de transporte terrestre, describiendo claramente las ventajas y desventajas de cada una de ellas.

Generar información útil para la selección del sistema de potencia más adecuado, de acuerdo con los factores como peso, área ocupada, elementos de conexión, potencia y capacidad de trabajo independiente. Igualmente se proporciona información que permite la selección del mecanismo de elevación que supla nuevos requerimientos con relación a la transmisión, precisión y sistema autobloqueante.

Exponer la aplicación detallada del diseño del mecanismo tornillo sinfín-corona en la transmisión de potencia en sistemas de elevación, adicionalmente a este mecanismo se expone la implementación de un gato mecánico de tornillo, complementando el sistema de potencia generando una alternativa de mecanismo de elevación.

## 6.3 Recomendaciones

Con el fin de evaluar nuevas alternativas de sistemas de elevación, se propone la valoración del proyecto empleando las configuraciones que quedaron en segundo lugar en las matrices de decisión. Ratificando aún más el sistema de elevación que mejor se adapte a las necesidades por parte de las líneas de ensamblaje.

Partiendo de las simulaciones realizadas, se recomienda nuevos análisis por elementos finitos donde se contemple el carácter transitorio de la dinámica del sistema. Lo anterior permitirá la comprensión del impacto de las cargas variantes en el desempeño y vida útil del sistema de elevación.

El diseño propuesto se puede tomar como base para futuros estudios, modificaciones y mejoras en lo correspondiente a carga, variaciones en las líneas de ensamblaje y diseño del sistema de elevación.

## BIBLIOGRAFÍA

- [1] OLIER CAPARROSO, Iván. Una introducción a la Robótica industrial, ciencia e ingeniería neogranadina, vol. 8. 14 p, 1999
  
- [2] Disponible en: <<https://new.abb.com/products/robotics/industrial-robots/irb-2400>>
  
- [3] Disponible en: <<https://www.dassaultfalcon.com/en/Aircraft/Models/2000S/Pages/overview.aspx>>
  
- [4] Disponible en: <<http://factory-futures.univ-lorraine.fr/>>
  
- [5] ULRICH, Karl T. y EPPINGER, Steven D. Diseño y desarrollo de producto: Enfoque multidisciplinario. McGraw-Hill, 2004.
  
- [6] OCAMPO Gil, Luis Hernando. Diseño de accionamientos y transmisiones de máquinas. Colombia: Universidad Tecnológica de Pereira, 1993.
  
- [7] Disponible en: <<http://blog.utp.edu.co/lvanegas/dis2/>>
  
- [8] NORTON, Robert L y GARCIA HERNANDEZ, Ana Elizabeth. Diseño de maquinaria: Síntesis y análisis de máquinas y mecanismos. 4 ed. México: McGraw – Hill interamericana editores S.A. de C.V., 2009.
  
- [9] NORTON, Robert L y MURRIETA MURRIETA, Jesús Elmer. Diseño de maquinaria [Recurso electrónico]: Síntesis y análisis de máquinas y mecanismos / Norton Robert L; traducción de Jesús Elmer Murrieta Murrieta. 5a. Ed. México: McGraw-Hill interamericana Editores S.A. de C.V., 2013.
  
- [10] MYSZKA, David H. Máquinas y mecanismos. 4 ed. México: Pearson educación, 2012. 384 p.

- [11] ARROYAVE LONDOÑO, Juan F. ROMERO PIEDRAHITA, Carlos Alberto y MONTILLA MONTAÑA, Carlos Alberto. Ingeniería inversa de un reductor de tornillo sinfín – corona. Scientia et Technica [online], vol. 17, no [12-12], pp 204-209. Available from internet: <Redalyc.org/articulo.oa?id=84925149023>.
- [12] SHIGLEY, Joseph Edward; MISCHKE, Charles R y LING ALTAMIRANO, Federico. Elementos de maquinaria: Fundamentos de diseño de máquinas. 3 ed. México: Mcgraw-Hill interamericana S.A, 1995.
- [13] ROMERO PIEDRAHITA, Carlos Alberto y CALLE TRUJILLO, Gabriel. Diseño de elementos de máquinas. Colombia: Universidad Tecnológica de Pereira, 2005. 307-331 p.
- [14] MORING FAIRES, Virgin. Diseño de elementos de máquinas. Barcelona: Montaner y Simón S.A, 1998.
- [15] MOTT, Robert L. Diseño de elementos de Máquinas. 2 ed. México: Prentice Hall, 1996.
- [16] Disponible en: <<https://drive.google.com/drive/folders/0BzFeAS9NmpeuRU0zTHdhY28tQWM>>
- [17] HILL, Percy H y RULE, Wilfred P. Mecanismos: análisis y diseño. México: CECSA, intercontinental. 1961.
- [18] FAIRES, V. M. Diseño de elementos de Máquinas, 4 ed. México: Limusa, 1995.
- [19] DUDLEY, Darle W. Manual de engranajes. Compañía Editorial Continenta, S.A., México. 1973.
- [20] BEER, Ferdinand P. y Russell, Johnston E. Mecánica de Materiales. 2 ed. México: McGraw Hill, 1998.
- [21] Disponible en: <<http://www.screw-jack.com/>>

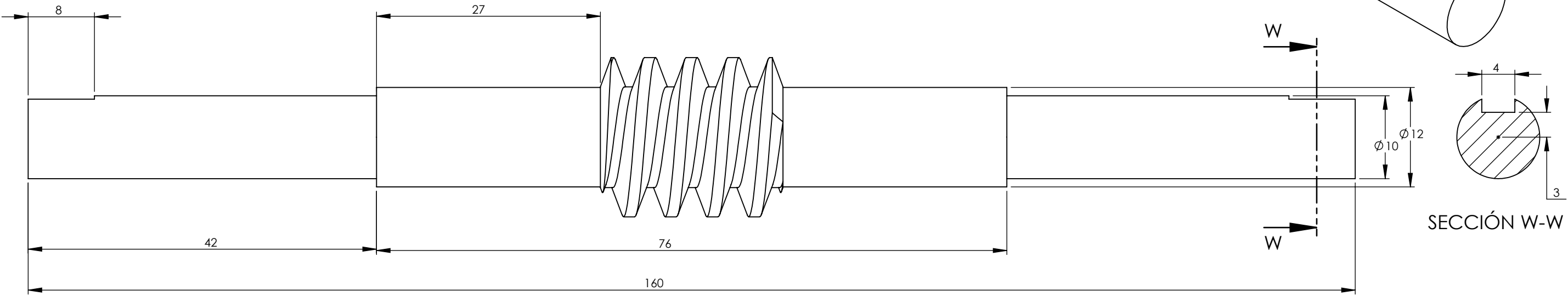
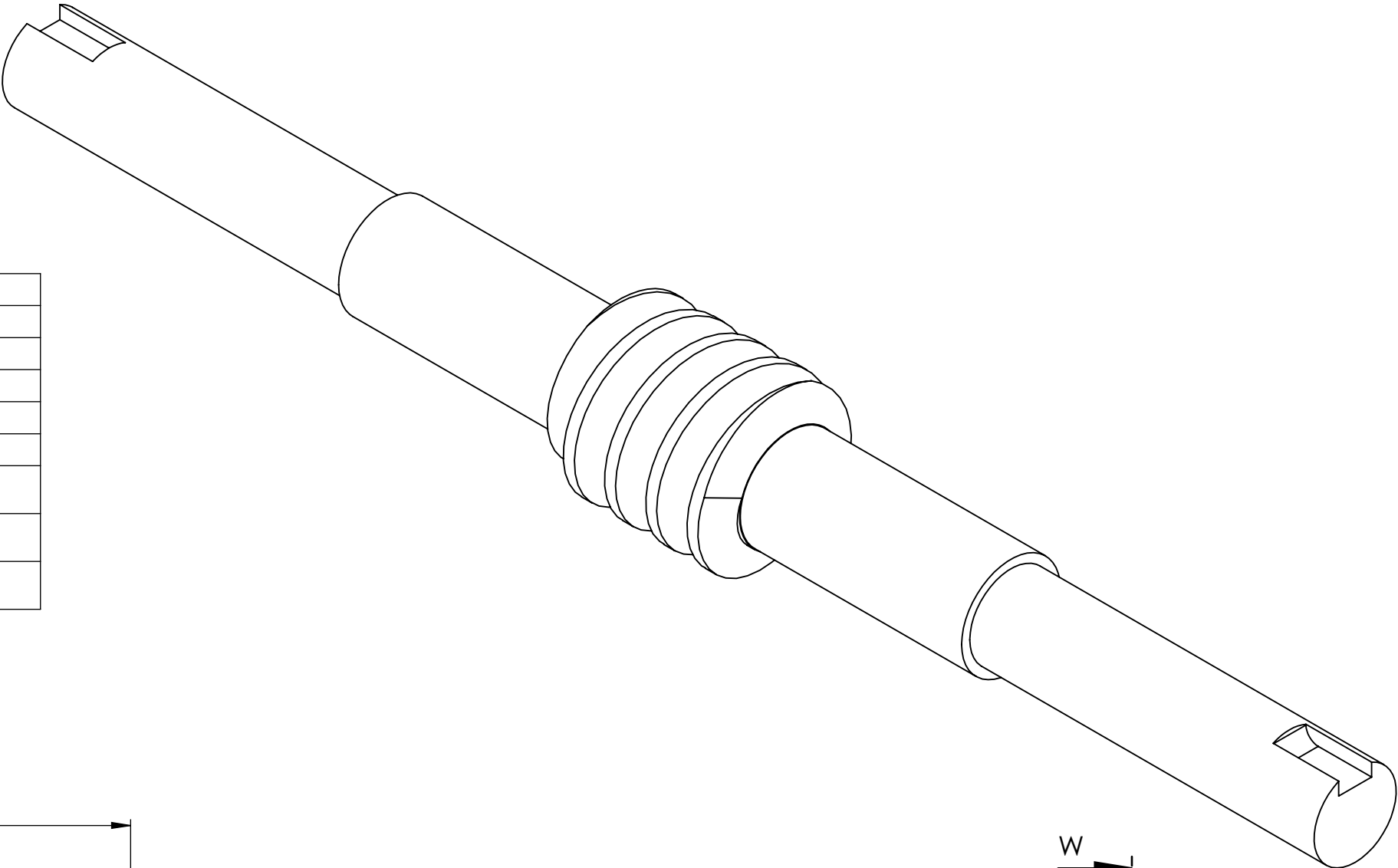
- [22] Disponible en: <[https://www.cotransa.net/catalogo/sg12\\_cotransa\\_catalogo\\_gatos\\_mecanicos\\_sj.pdf](https://www.cotransa.net/catalogo/sg12_cotransa_catalogo_gatos_mecanicos_sj.pdf)>
- [23] Disponible en: <<http://qihuijx.com/lianxiqihui/>>
- [24] Disponible en: <<http://www.screwjacksj.com/>>
- [25] Disponible en: <<http://blog.utp.edu.co/lvanegas/dis1/>>
- [26] SMITH, William F. Fundamentos de la ciencia e ingeniería de materiales. 2 ed. España: McGraw Hill,1993.
- [27] Dassault Systemes Solidworks Corporation [online] [cited 2018-08-6]. Disponible en: <[http://www.solidworks.com/sw/docs/Simulation\\_Student\\_WB\\_2011\\_ESP.pdf](http://www.solidworks.com/sw/docs/Simulation_Student_WB_2011_ESP.pdf)>
- [28] Disponible en:< <http://www.mecapedia.uji.es/catalogos/engranaje/spitkoom.1.pdf>>
- [29] Disponible en: <<https://mireiaiesfrontmaritim.wordpress.com/2016/05/10/engranatge-de-cremallera/>>


## **ANEXOS**

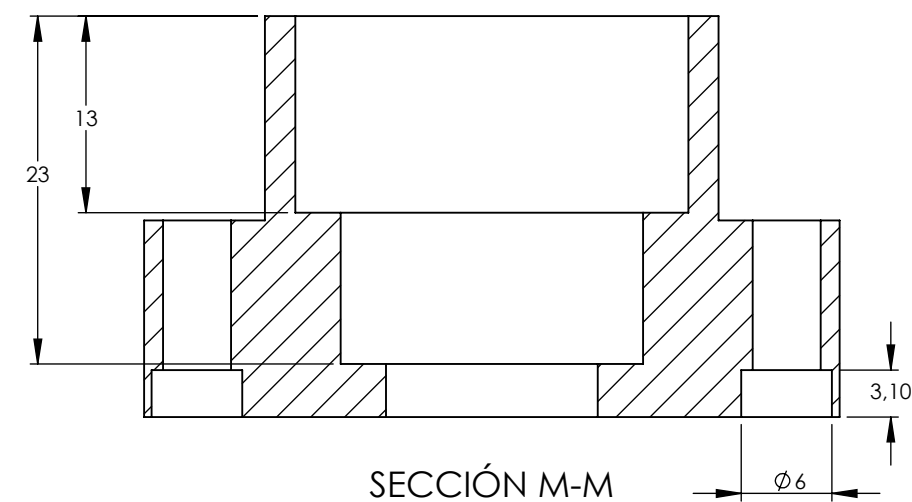
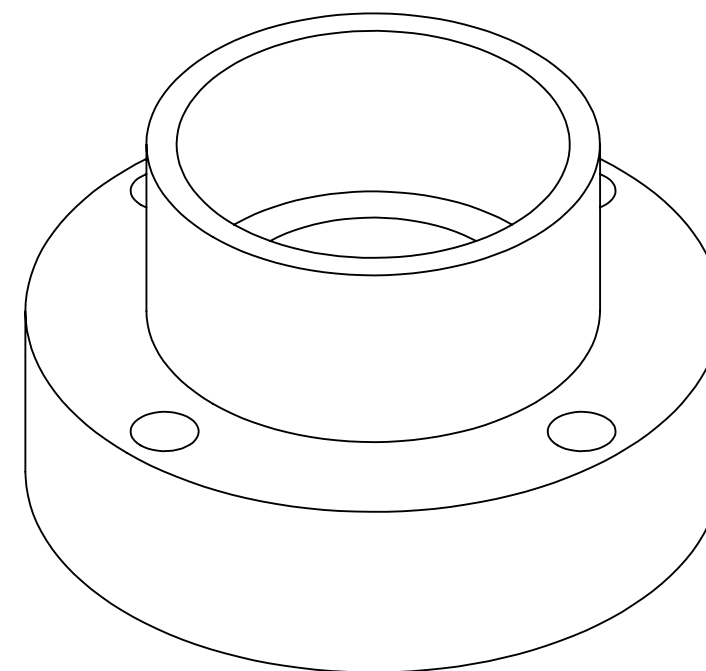
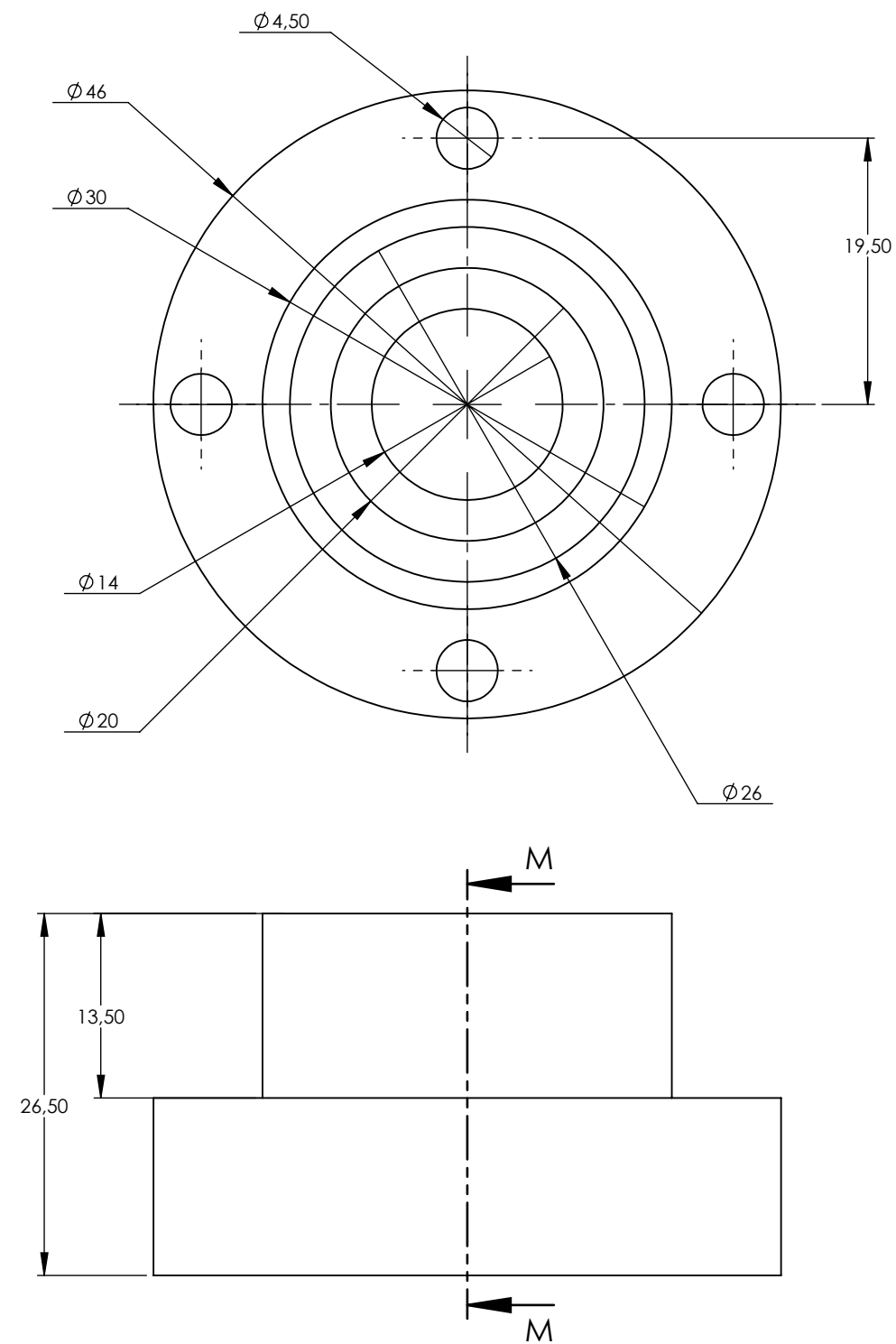
### **Anexo A**

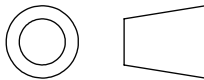
#### **PLANOS CONSTRUCTIVOS**

DATOS DE FRESADO	
MODULO	1.6
PASO	5.027
DIAMETRO EXTERIOR	19.2
DIAMETRO PRIMITIVO	16
ALTURA DEL DIENTE	3.6
ANGULO DE ABRAZAMIENTO	0.8988 Rad
LONGITUD TORNILLO SIN FIN	21.44
NUMERO DE ROSCA	2

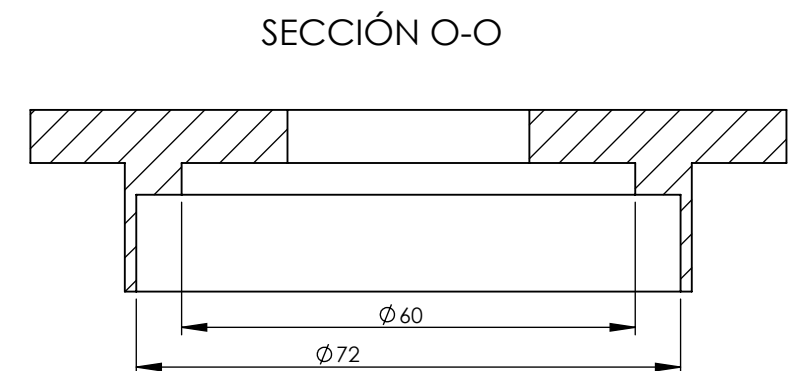
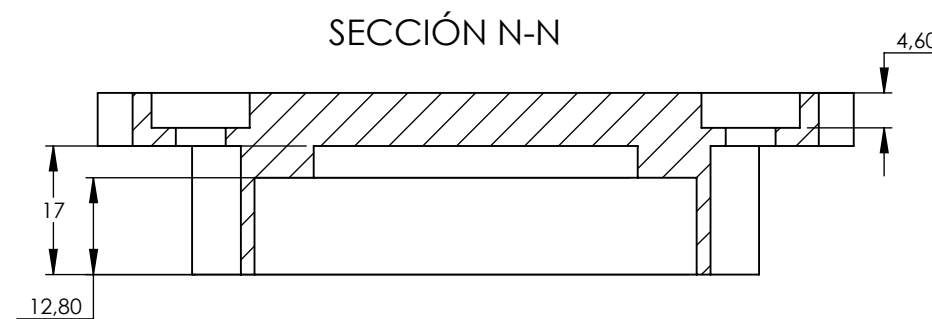
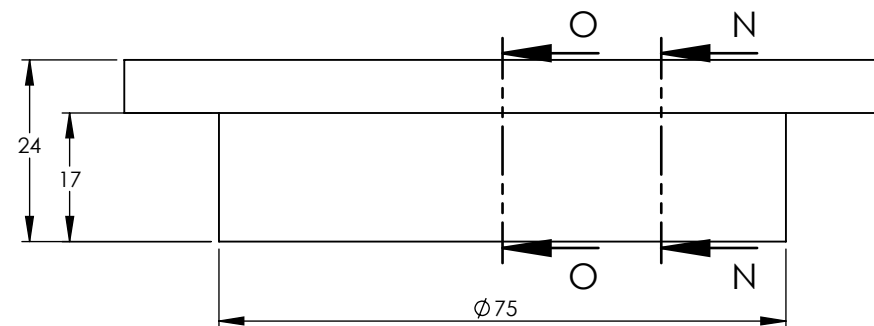
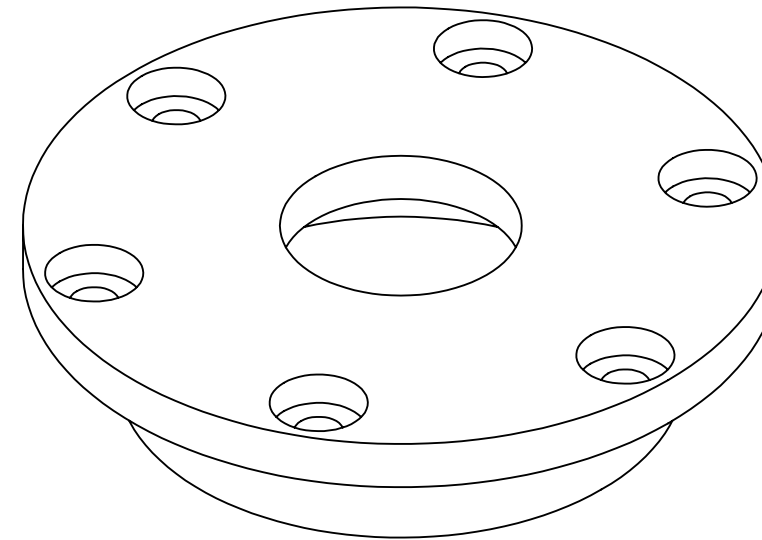
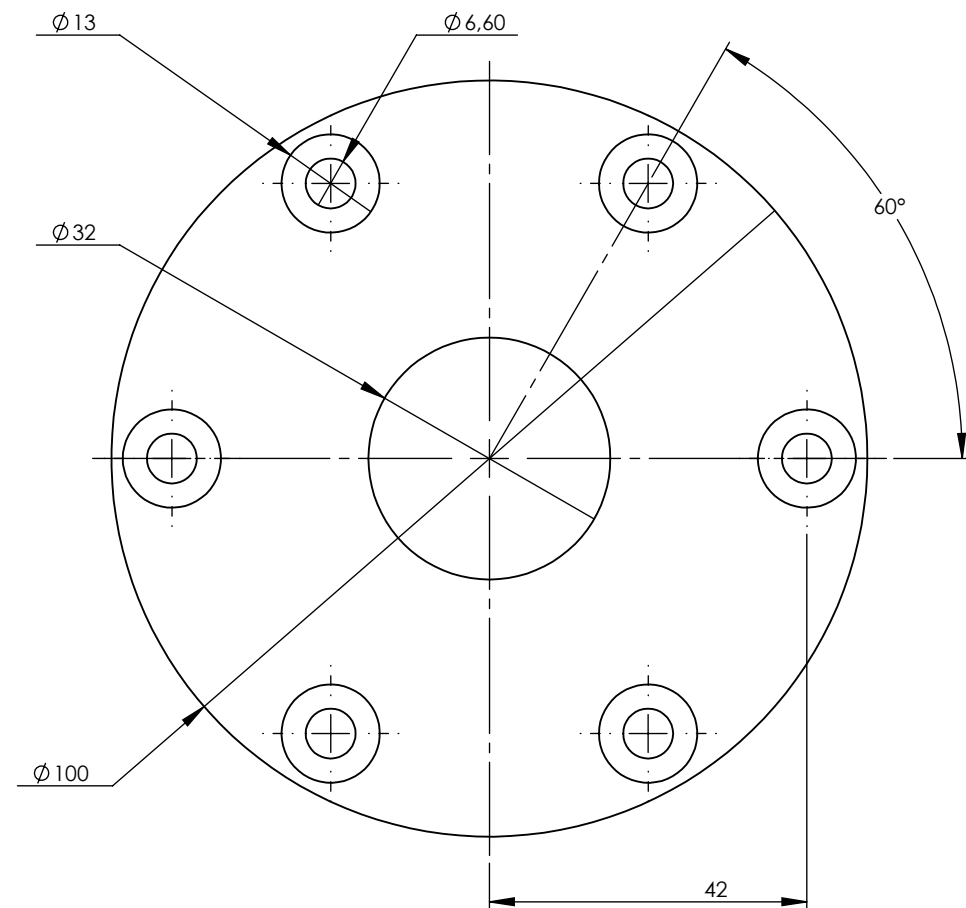


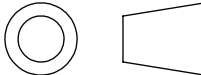
Código	Fecha	CARLOS EDUARDO BENITEZ FERNANDEZ	UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DE PEREIRA	
1113787815	23/11/18		FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA	
Medidas mm	NOMBRE DE LA MAQUINA: Elevador tornillo sin fin-corona		Plano 7 de 7	
Escala 2:1	NOMBRE DE LA PIEZA: Tornillo sin fin			

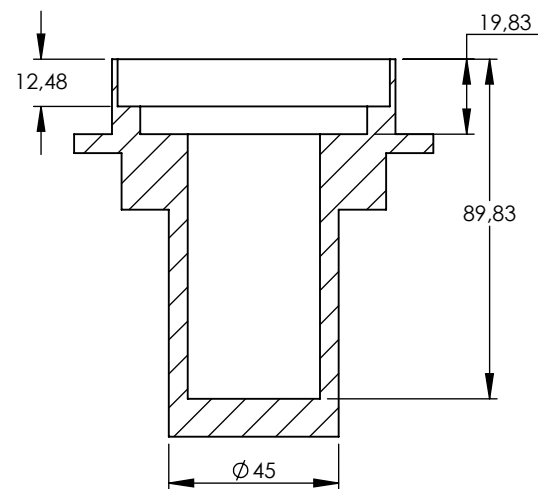
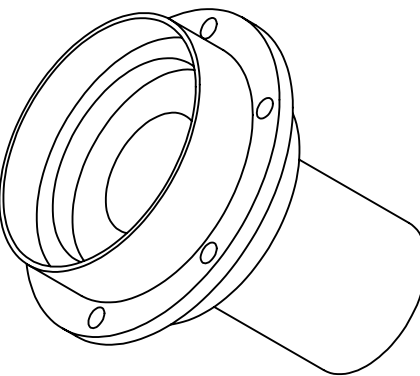
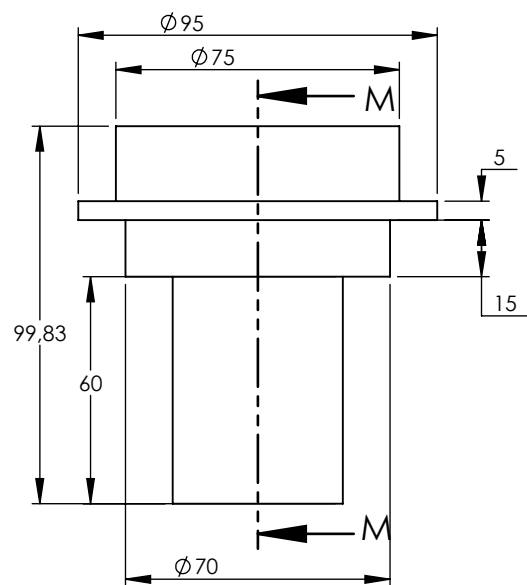
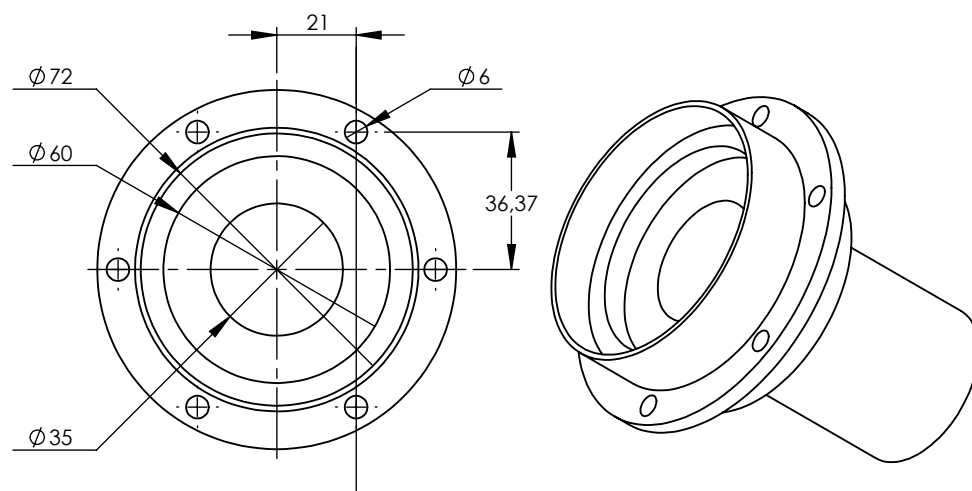


Código	Fecha	CARLOS EDUARDO BENITEZ FERNANDEZ	UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DE PEREIRA	
1113787815	23/11/18		FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA	
Medidas mm	NOMBRE DE LA MAQUINA: Elevador tornillo sin fin-corona		Plano 6 de 7	
Escala 2:1	NOMBRE DE LA PIEZA: Tapas			

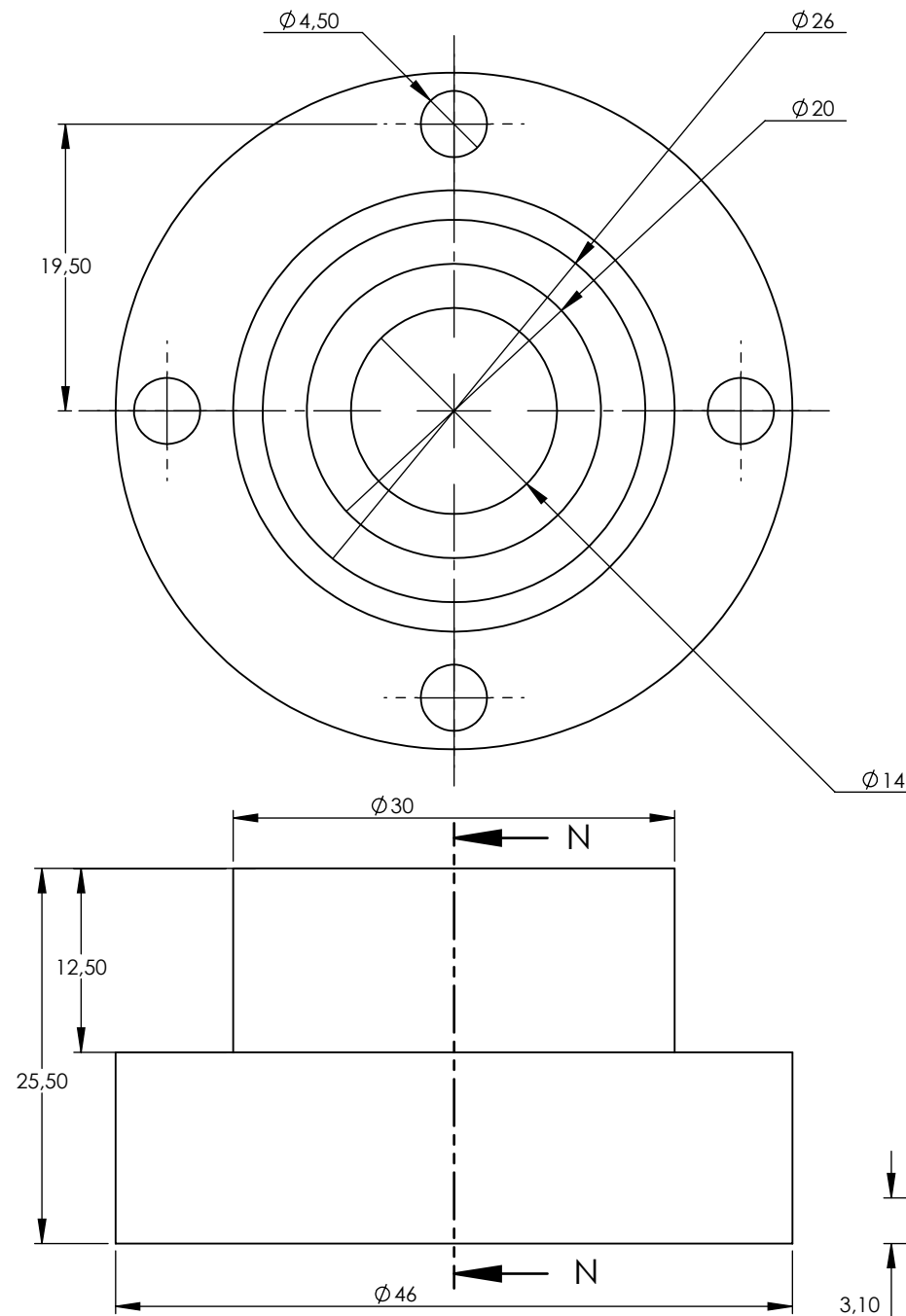




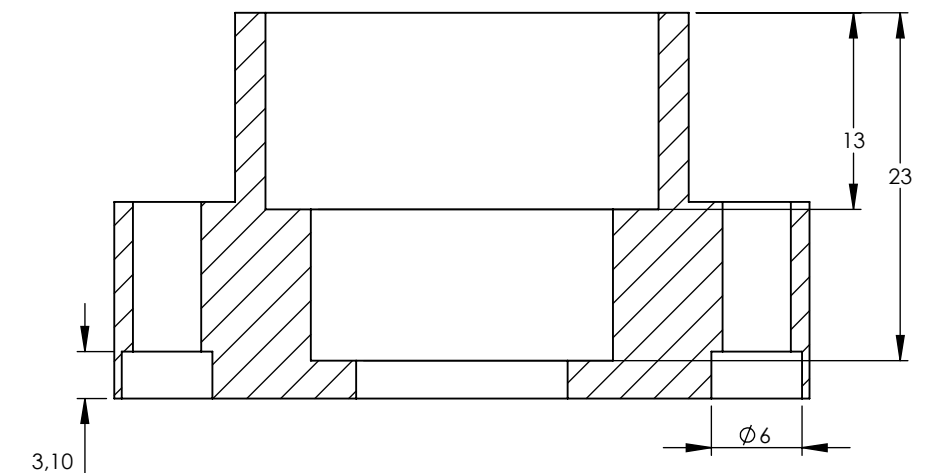
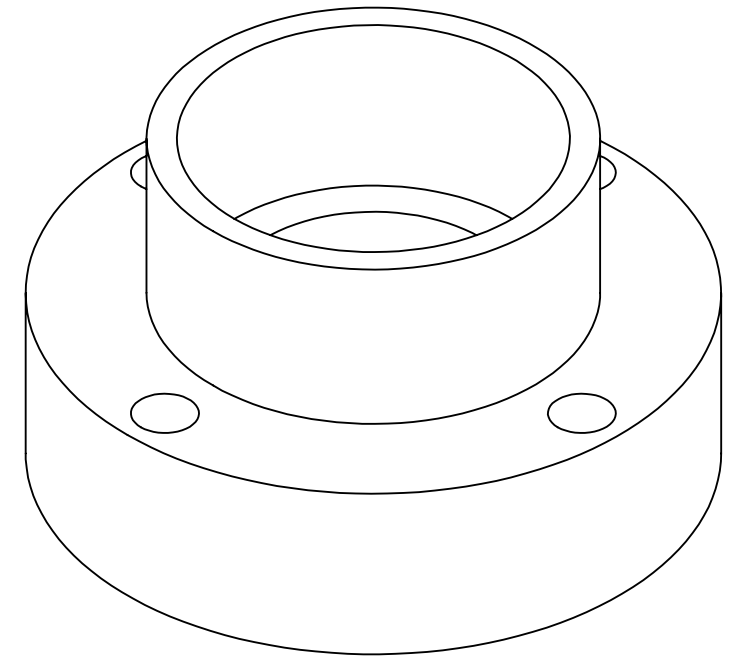
Código	Fecha	CARLOS EDUARDO BENITEZ FERNANDEZ	UNIVERSIDAD TECNOLOGICA DE PEREIRA	
1113787815	23/11/18		FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA	
Medidas mm	NOMBRE DE LA MAQUINA: Elevador tornillo sin fin-corona		Plano 5 de 7	
Escala 1:1	NOMBRE DE LA PIEZA: Tapas			



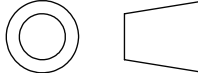
SECCIÓN M-M

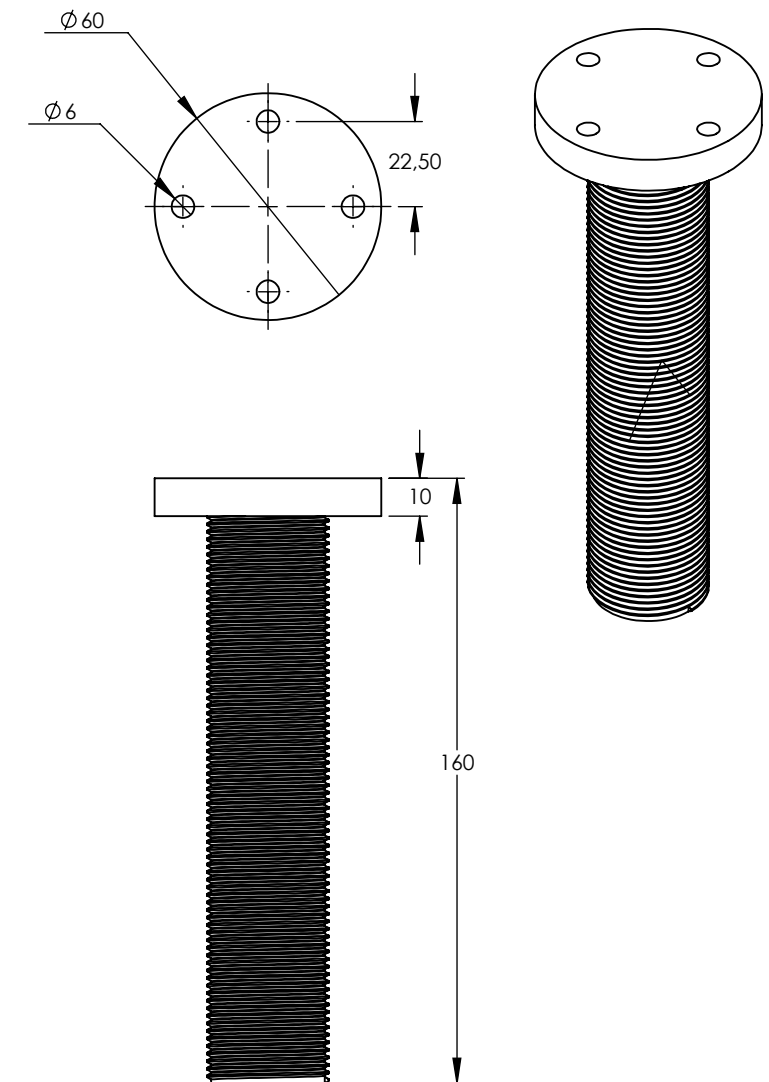
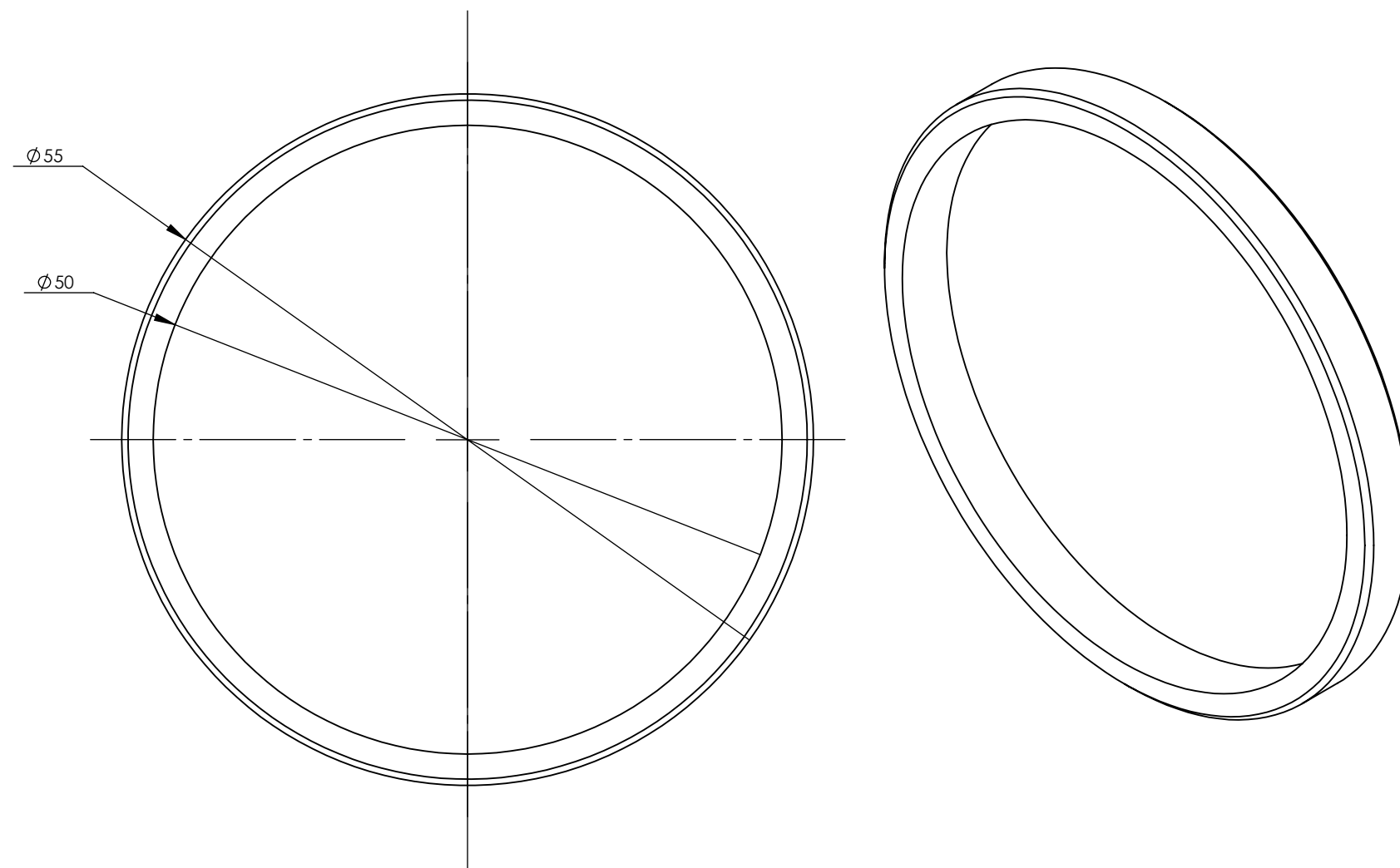


ESCALA  
2:1

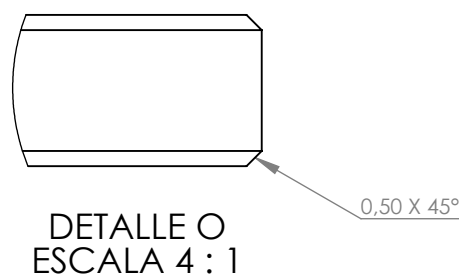
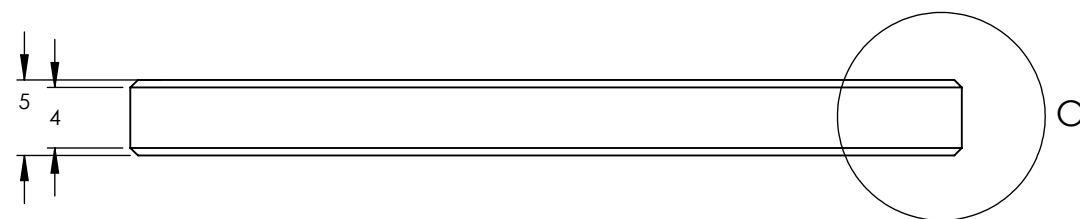


SECCIÓN N-N  
ESCALA 2 : 1

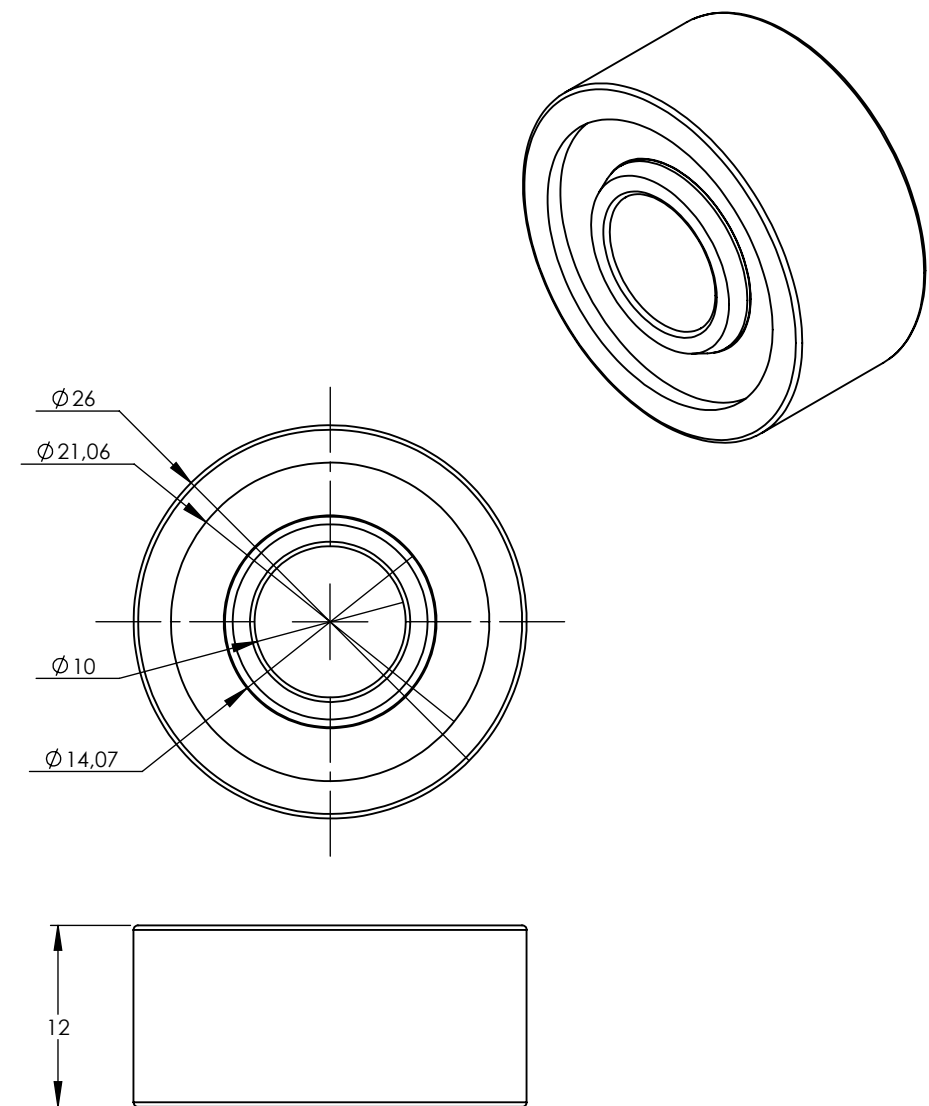
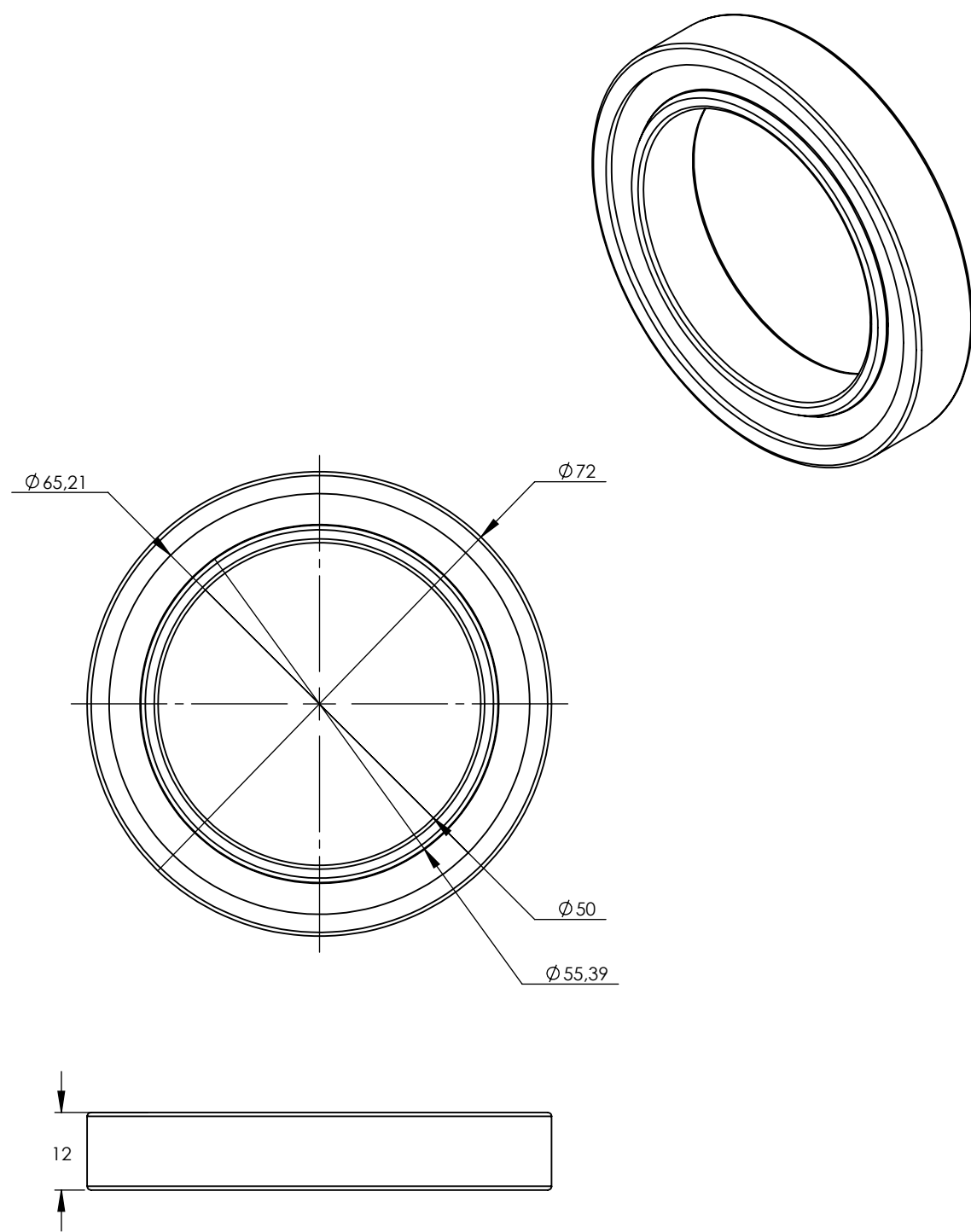
Código	Fecha	CARLOS EDUARDO BENITEZ FERNANDEZ	UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DE PEREIRA	
1113787815	23/11/18		FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA	
Medidas mm	NOMBRE DE LA MAQUINA: Elevador tornillo sin fin-corona		Plano 4 de 7	
Escala 1:2	NOMBRE DE LA PIEZA: Tapas			




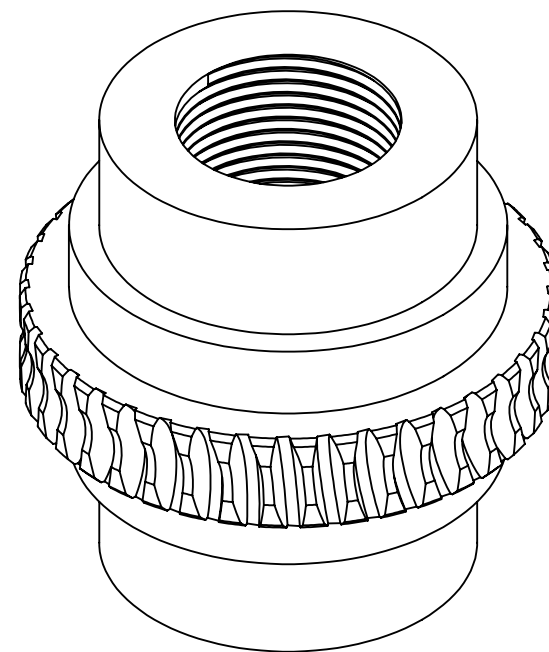
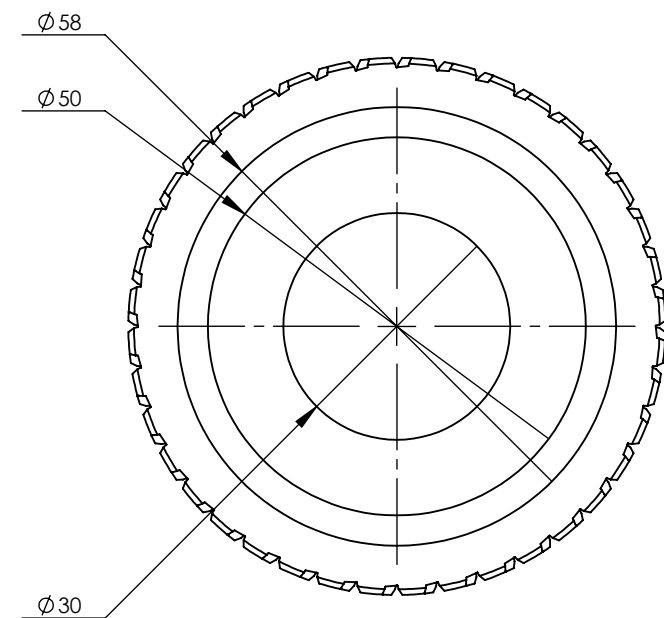
DATOS DE ROSCADO	
TIPO DE ROSCA	METRICA
DIRECCION DE ROSCA	DERECHA
TAMAÑO	M30x2
ANGULO DE ROTACION	0°



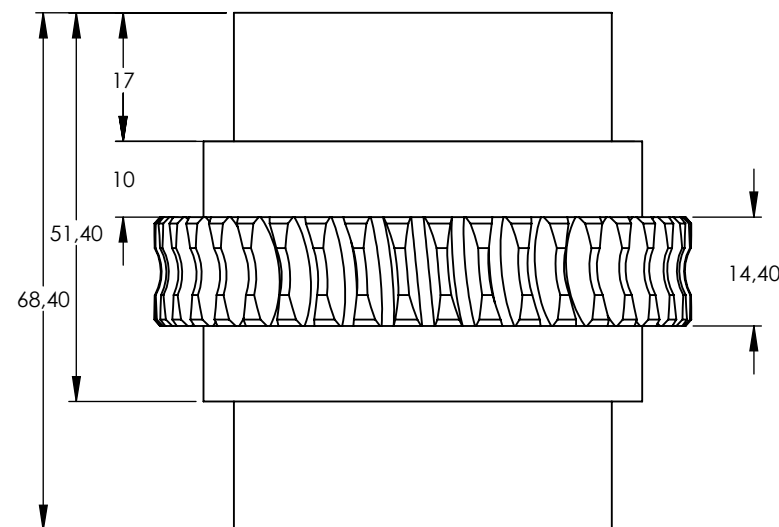
Código	Fecha	CARLOS EDUARDO BENITEZ FERNANDEZ	UNIVERSIDAD TECNOLOGICA DE PEREIRA FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA
1113787815	23/11/18		
Medidas mm	NOMBRE DE LA MAQUINA: Elevador tornillo sin fin-corona		Plano 3 de 7
Escala 1:1	NOMBRE DE LA PIEZA: Buge - Husillo		




Código	Fecha	CARLOS EDUARDO BENITEZ FERNANDEZ	UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DE PEREIRA	
1113787815	23/11/18		FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA	
Medidas mm	NOMBRE DE LA MAQUINA: Elevador tornillo sin fin-corona		Plano 3 de 8	
Escala 1:1	NOMBRE DE LA PIEZA: Rodamientos			

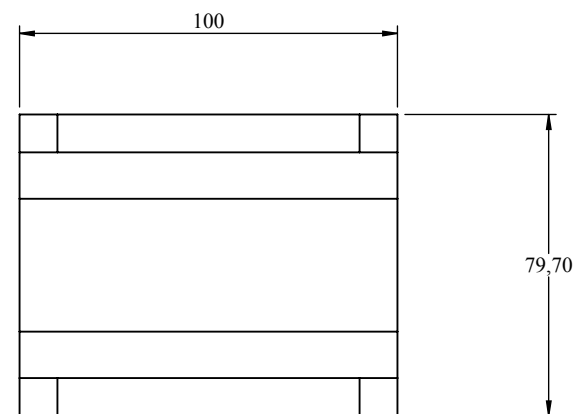
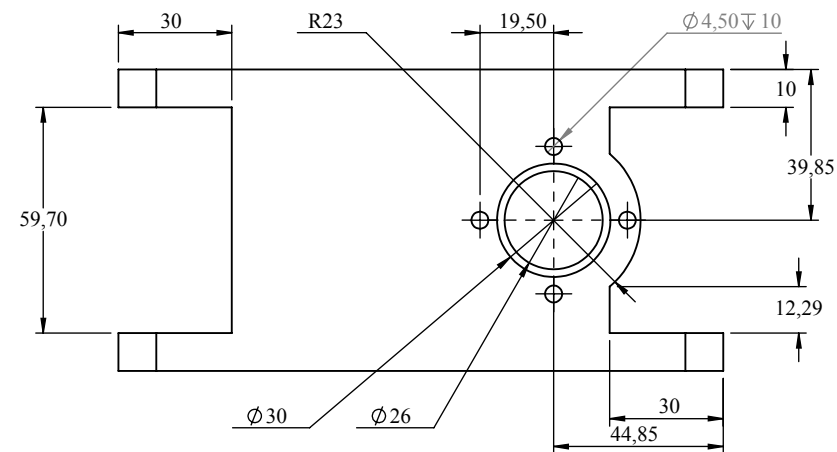
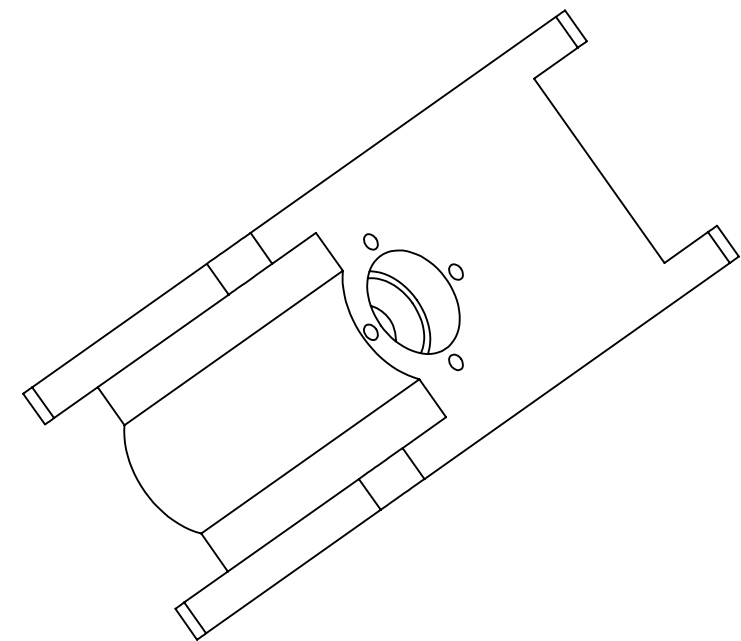
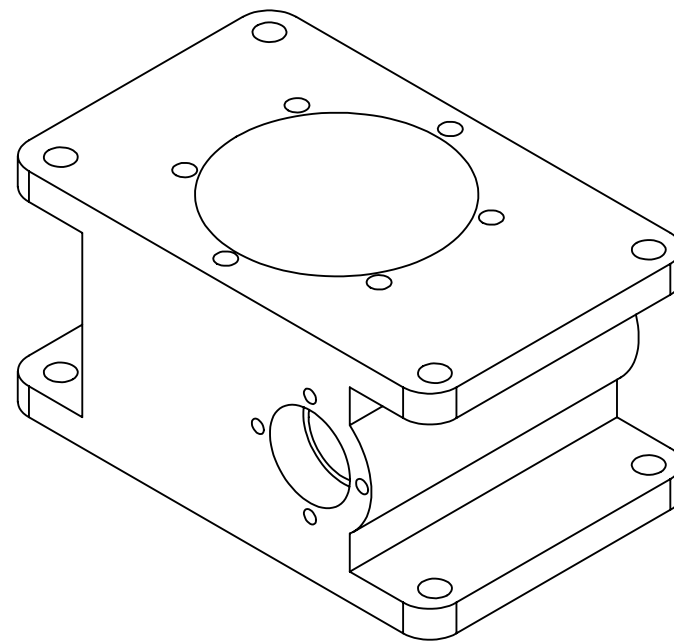
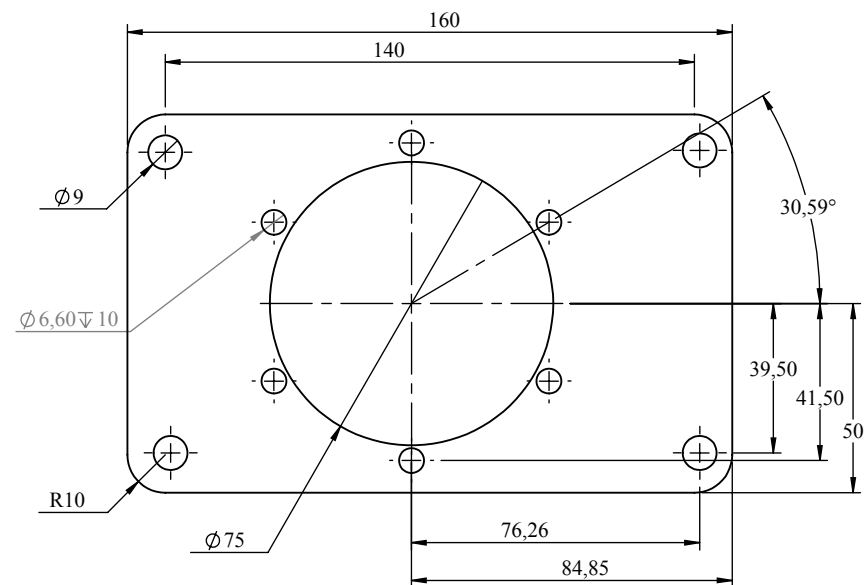




DATOS DE ROSCADO	
TIPO DE ROSCA	METRICA
DIRECCION DE ROSCA	DERECHA
TAMAÑO	M30x2
ANGULO DE ROTACION	0°



DATOS DE FRESADO	
MODULO	1.6
NUMERO DE DIENTES	40
DIAMETRO EXTERIOR	67.2
DIAMETRO PRIMITIVO	64
PASO	5.027
ANGULO DE INCLINACION	11.3099°

Código	Fecha	CARLOS EDUARDO BENITEZ FERNANDEZ	UNIVERSIDAD TECNOLOGICA DE PEREIRA	
1113787815	23/11/18		FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA	
Medidas mm	NOMBRE DE LA MAQUINA: Elevador tornillo sin fin-corona		Plano 2 de 7	
Escala 1:1	NOMBRE DE LA PIEZA: Corona			



Código	Fecha	CARLOS EDUARDO BENITEZ FERNANDEZ	UNIVERSIDAD TECNOLOGICA DE PEREIRA FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA
1113787815	23/11/18		
Medidas mm	NOMBRE DE LA MAQUINA: Elevador tornillo sin fin-corona		Plano 1 de 7
Escala 1:2	NOMBRE DE LA PIEZA: Carcazas		 

**Anexo B****SIMULACIÓN DEL SISTEMA DE ELEVACIÓN (ARCHIVO CAD)**